

850,048

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES  
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum  
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
7. Oktober 2004 (07.10.2004)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2004/085880 A1**

(51) Internationale Patentklassifikation<sup>7</sup>: **F16H 57/08**,  
1/28

(74) Anwalt: **VON SCHORLEMER, R.**; Karthäuserstrasse  
5A, 34117 Kassel (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2004/000643

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für  
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,  
AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,  
CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI,  
GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE,  
KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD,  
MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG,  
PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM,  
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM,  
ZW.

(22) Internationales Anmeldedatum:  
25. März 2004 (25.03.2004)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:  
103 14 069.7 25. März 2003 (25.03.2003) DE  
10 2004 010 654.1 2. März 2004 (02.03.2004) DE

(71) Anmelder und

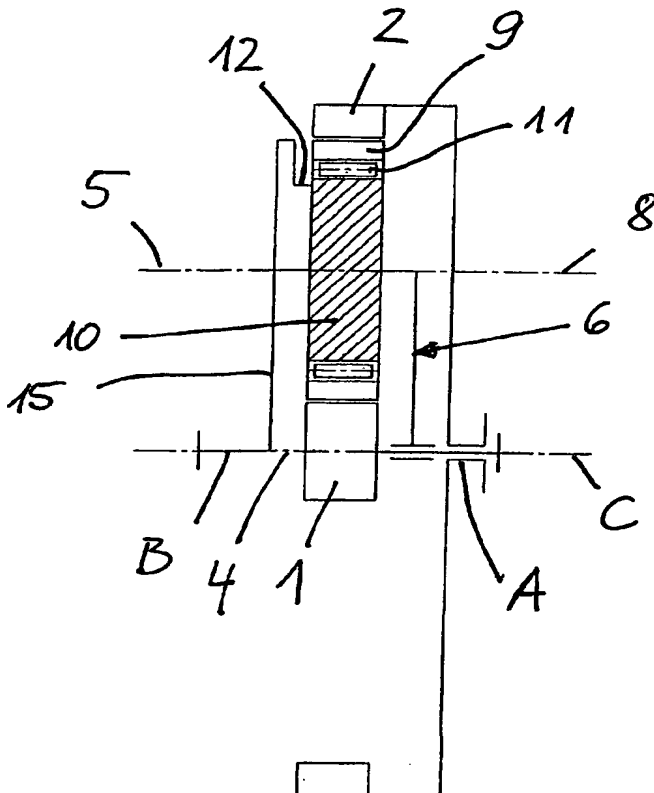
(72) Erfinder: **PLATH, Klaus** [DE/DE]; St. Michelner  
Nebenstrasse 10a, 08132 Mülsen (DE).

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für  
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,  
GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: GEARBOX DEVICE

(54) Bezeichnung: GETRIEBEVORRICHTUNG



(57) Abstract: The invention especially relates to a planetary gearbox which conventionally comprises a sun wheel (1), an internal-gear wheel (2), and at least one planet wheel (9). According to the invention, the planet wheel (9) is rotatably mounted on a bearing axis (10) provided with a force transmission axis (12) which is eccentrically arranged in relation to the central axis (8) of the planet wheel (9) and is used for introducing or deriving force. The invention also relates to the same arrangement for a gearbox device, comprising two parallel linear faces (61, 62) instead of the sun wheel and the internal-gear wheel (1, 2).

(57) Zusammenfassung: Es wird insbesondere ein Planetengetriebe beschrieben, das wie üblich ein Sonnenrad (1), ein Hohlrad (2) und wenigstens ein Planetenrad (9) aufweist. Erfindungsgemäß ist das Planetenrad (9) auf einer Lagerachse (10) drehbar gelagert, die mit einer exzentrisch zur Mittelachse (8) des Planetenrads (9) angeordneten, zur Kraftein- oder Kraftableitung bestimmten Kraftübertragungsachse (12) versehen ist. Dieselbe Anordnung wird außerdem für eine Getriebevorrichtung beschrieben, die anstelle des Sonnen- und Hohlrades (1, 2) zwei parallele, lineare Bahnen (61, 62) aufweist.

WO 2004/085880 A1



ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

**Veröffentlicht:**

— mit internationalem Recherchenbericht

— vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche geltenden Frist; Veröffentlichung wird wiederholt, falls Änderungen eintreffen

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

### Getriebevorrichtung

Die Erfindung betrifft eine Getriebevorrichtung der im Oberbegriff des Anspruchs 1 angegebenen Gattung.

Getriebevorrichtungen dieser Art sind in der Regel als Planetengetriebe ausgebildet  
5 (z. B. Johannes Looman "Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen",  
3. Auflage, Band 26; Herbert W. Müller "Die Umlaufgetriebe", Berechnung, Anwen-  
dung, Auslegung, Band Nr. 28). Sie weisen in ihrer einfachen Bauweise eine erste  
bewegliche Bahn in Form des Außenumfangs eines Sonnenrades, eine zweite be-  
wegliche Bahn in Form des Innenmantels eines das Sonnenrad umgebenden Hohlrads  
10 und wenigstens ein zwischen diesen Bahnen angeordnetes, an einem Planetenradträger  
(Steg) drehbar gelagertes Planetenrad auf. Das Planetenrad steht an seinem Umfang  
sowohl mit dem Sonnenrad als auch mit dem Hohlrad in Wirkverbindung, worunter  
hier z.B. ein Zahneingriff (Zahnrädergetriebe) oder eine rollende Anlage (Reibradge-  
triebe) verstanden wird, und ist auf einer Lagerachse drehbar gelagert, die gleichzeitig  
15 eine Kraftübertragungsachse ist und auf einer dritte, zwischen den beiden Bahnen  
angeordneten Bahn umlaufen kann. Das Planetenrad wird durch ein Trägerelement  
zwischen der Bahn, die durch den Außenumfang des Sonnenrades gebildet wird, und  
der Bahn, die durch den Innenmantel des Hohlrades gebildet wird, gestützt und  
geführt.

Die drei genannten Bahnen sind bei Planetengetrieben konzentrische bzw. koaxiale Kreisbahnen mit fest vorgegebenen Abständen. Sie können aber auch, ebenfalls bei konstanten Abständen zueinander und in paralleler Anordnung, einen linearen oder bogenförmigen Verlauf haben.

5

Getriebevorrichtungen dieser Art werden auch als Dreiwellengetriebe, insbesondere als Dreiwellen-Planetengetriebe bezeichnet. Im Gegensatz zu entsprechenden Getriebevorrichtungen, bei denen jeweils eine der Bahnen stationär angeordnet und z. B. als fester Bestandteil eines Getriebegehäuses ausgebildet ist, besitzen Dreiwellengetriebe der hier  
10 interessierenden Art keine feste Bahn, d. h. Sonnenrad, Hohlrads, Planetenrad und Kraftübertragungsachse sind beweglich gelagert, so daß jeweils zwei Wellen für den Antrieb und eine Welle für den Abtrieb oder umgekehrt zwei Wellen für den Abtrieb und eine Welle für den Antrieb genutzt werden können.

15 Die Kraftübertragung im Bereich des Trägerelements oder Stegs erfolgt bei den bekannten Getriebevorrichtungen unabhängig davon, ob dieser als Antriebs- oder Abtriebsselement des Getriebes genutzt wird, stets über die im Zentrum des Planetenrades befindliche Lagerachse, um die das Planetenrad drehbar am Trägerelement gelagert ist. Lagerachse und Kraftübertragungsachse fallen somit zusammen. Der Steg  
20 dient daher neben der Führung der Planetenradachse auch der Kraftübertragung.

Bei Planetengetrieben der beschriebenen Art besitzen die Bahnen, auf denen sich die Lagerachse und die Kraftübertragungsachse bewegen, den gleichen konstanten Abstand vom Achszentrum des Sonnenrades, wobei dieser Abstand gleich der Summe aus dem  
25 Sonnenrad- und dem Planetenradradius ist. Aufgrund dessen werden die vom Planetenrad übertragenen Kräfte stets zur Hälfte auf die Wirkverbindung Sonnenrad/Planetenrad und die Wirkverbindung Planetenrad/Hohlrads aufgeteilt. Es existiert daher nur ein spezifischer Punkt für die Kraftein- bzw. Kraftableitung im Bereich des Planetenrades. Außerdem ist der Weg, der bei einer Umdrehung des Planetenradträgers um die  
30 Mittelachse des Planetengetriebes auf das Hohlrads übertragen wird, stets doppelt so groß wie der Weg, den die Lager- bzw. Kraftübertragungsachse des Planetenrades

- dabei um die Mittelachse des Planetengetriebes beschreibt. Daher kommt es bei der Kraftein- bzw. Kraftableitung an der Lagerachse zu einer Halbierung der Kräfte bei Verdoppelung des zurückgelegten Wegs bzw. umgekehrt. Mit anderen Worten wird eine auf die Kraftübertragungsachse ausgeübte Kraft z.B. nur zur Hälfte auf das
- 5 Hohlrad übertragen, das dabei den doppelten Weg wie die Kraftübertragungsachse zurücklegt. Schließlich ergeben sich Beschränkungen hinsichtlich der Anordnung der drei genannten Wellen. Beispielsweise ist der Steg immer eine Kombination aus Antrieb oder Abtrieb und Führungsteil für das Planetenrad.
- 10 Diese beschriebenen Gegebenheiten sind bei der Konstruktion von Planetengetrieben und vergleichbaren Getrieben mit linearen bzw. bogenförmigen Bahnen nicht veränderbar. Daraus ergeben sich für die praktische Anwendung, insbesondere auch im Hinblick auf die übertragbaren Drehmomente und die möglichen Übersetzungsverhältnisse, zahlreiche Unbequemlichkeiten.
- 15
- Demgegenüber besteht das technische Problem der vorliegenden Erfindung darin, die Getriebevorrichtung der eingangs bezeichneten Gattung so auszubilden, daß sie flexibler als bisher dimensioniert, die Kraftübertragung verbessert und dennoch je nach Bedarf eine kreisförmige oder lineare Bahn für die Kraftübertragungsachse
- 20 realisiert werden kann.
- Zur Lösung dieser Aufgabe dienen die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1.
- Die Erfindung bringt den Vorteil mit sich, daß die Kraftübertragungsachse trotz ihrer
- 25 exzentrischen und mit besonderem Vorteil einstellbarer Anordnung auf der Lagerachse stets auf einer Bahn geführt werden kann, die parallel zu den anderen Bahnen und insbesondere der Bahn ist, auf der auch der Planetenradträger bewegt wird. Außerdem ergeben sich günstige Kraftübertragungsverhältnisse, da die Kraftübertragungsachse je nach Bedarf viel näher als bisher an einer der bewegten Bahnen angeordnet werden
- 30 kann. Die neue Getriebevorrichtung ermöglicht damit viele bisher nicht realisierbare Konstruktionen sowie die Anwendung kleinerer oder größerer Planeten- und Hohlräder

bei sonst gleichen Verhältnissen.

Die Nutzung unterschiedlicher Krafteinleitungspunkte (Drehmomente) an der Lagerachse des Planetenrades an ein und demselben Dreiwellen-Planetenradgetriebe ist bei den bisher bekannten Dreiwellen-Umlaufgetrieben nicht vorgesehen. Durch die Verlagerung des Krafteinleitungspunktes (Drehmomentes) an der Lagerachse des Planetenrades aus dem Achszentrum heraus (exzentrische Kraftachse an der Lagerachse) besteht die Möglichkeit, die Krafteinleitung (Drehmoment) am Planetenrad entweder in Richtung der Wirkverbindung Sonnenrad/Planetenrad oder in Richtung der Wirkverbindung Planetenrad/Hohlrad zu verlagern bei gleichzeitiger Führung der Lagerachse im Achszentrum des Planetenrades durch ein Trägerelement.

Bei einem erfindungsgemäß ausgebildeten Planetengetriebe mit drei Wellen liegen diese vorteilhaft stets außerhalb des Getriebes. Daher kann z.B. der Antrieb jeweils einer Welle aus dem Inneren des Getriebes heraus durch ein separates Zahnrad erfolgen, das vom Trägerelement angetrieben wird.

Die Erfindung bringt weiter den Vorteil mit sich, daß die exzentrisch angeordnete Kraftachse an der Lagerachse des Planetenrades eine parallel laufende Bahn zur Bahn der Lagerachse beschreibt. Durch die exzentrisch angeordnete Kraftachse an der Lagerachse ergeben sich viele, bisher nicht realisierbare Konstruktionen sowie die Anwendung von kleineren Hohlrädern und Planetenrädern bei gleichem Drehmoment und gleichem Sonnenraddurchmesser. Ein weiterer Vorteil ist, daß jeweils eine Antriebswelle intern vom Getriebe selbst angetrieben werden kann, wie weiter unten näher erläutert ist. Dadurch ist kein Antrieb von außen mehr nötig, und es kann selbst ein Dreiwellen-Umlaufgetriebe als Kurbeltrieb eingesetzt werden, weil die dritte Welle als störendes Teil für die Kurbelbewegung wegfällt. Ein weiterer Vorteil liegt darin, daß der interne Antrieb dieser Welle mit einem externen Antrieb für diese Antriebswelle gekoppelt werden kann, so daß sich die beiden Antriebswellen gegenseitig in ihrer Antriebsarbeit unterstützen (ergänzen). Dadurch entsteht ein Vierwellen-Umlaufgetriebe mit verbesserten Eigenschaften für die Kraftübertragung. Schließlich ist

vorteilhaft, daß der Antrieb nicht allein durch eine exzentrische Kraftachse an der Lagerachse erfolgen muß, sondern auch durch eine Krafteinleitung direkt am Träger-  
element erfolgen kann. Diese Anordnung hat den gleichen Radius, vom Achszentrum  
des Sonnenrades aus gesehen, wie eine dazu exzentrisch angeordnete Kraftachse an  
5 der Lagerachse.

Weitere vorteilhafte Merkmale der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen.

Die Erfindung wird nachfolgend in Verbindung mit den beiliegenden Zeichnungen an  
10 Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Darstellung eines üblichen Planetengetriebes mit drei Wellen;

Fig. 2 eine schematische Darstellung einer erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung in  
15 Form eines Planetengetriebes mit drei Wellen und einer exzentrischen Kraftüber-  
tragungsachse;

Fig. 3 eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen zusammengesetzten  
Planetenradgetriebes mit interner und externer Antriebsmöglichkeit für das äußere  
20 Sonnenrad;

Fig. 4 eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen zusammengesetzten  
Planetenradgetriebes mit Antrieb des inneren Planetenrades über ein zweites parallel  
angeordnetes Hohlrad;  
25

Fig. 5 eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen zusammengesetzten  
Planetenradgetriebes entsprechend Fig. 3, jedoch bei geänderter Dimensionierung;

Fig. 6 eine schematische Darstellung wie Fig. 4, jedoch mit einer geänderten Dimen-  
30 sionierung analog zu Fig. 5;

Fig. 7 einen schematischen Querschnitt durch das Planetenradgetriebe nach Fig. 3;

Fig. 8 eine Darstellung einer Lagerachse mit Planetenrad und deren exzentrischen Variabilität der Kraftachse;

5

Fig. 9 und 10 einen schematischen Vergleich eines bekannten und eines erfindungsgemäßen Planetenradgetriebes;

Fig. 11 und 12 je eine schematische Vorderansicht von Antriebsmöglichkeiten für das  
10 erfindungsgemäße Planetenradgetriebe;

Fig. 13 und 14 schematische Vorderansichten je einer Anwendungsform des erfindungsgemäßen Planetenradgetriebes als Kurbeltrieb;

15 Fig. 15 und 16 Ausbildungsformen der Lagerachse sowie der Lagerung des Planetenrades;

Fig. 17 eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Getriebes das Anwendung bei einem Aufzug findet, wo eine zweite bewegte Bahn durch eine  
20 umlaufende Kette bzw. Zahnriemen realisiert wird;

Fig. 18 eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Getriebes wie in Fig. 17 mit einer Besonderheit, daß der Antrieb für das Zahnrad am Trägerelement des Zahnrades erfolgt;

25

Fig. 19 eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Getriebes wo die zweite bewegliche Bahn dadurch realisiert wird, daß eine Zahnstange von einem Zahnrad mit Motor angetrieben wird; und

30 Fig. 20 eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Getriebes wie in Fig. 19 mit der Besonderheit, daß der Antrieb für das Zahnrad am Trägerelement des



Zahnrades erfolgt.

Nach Fig. 1 enthält eine übliche Getriebevorrichtung in Form eines Dreiwellen-Planetengetriebes ein Sonnenrad 1, ein Hohlrad 2 und wenigstens ein Planetenrad 3.

- 5 Das Hohlrad 2 ist mit einer ersten, nach außen geführten und z.B. als Hohlwelle ausgebildeten Welle A versehen und um eine Mittelachse 4 des Planetengetriebes drehbar gelagert. Das Sonnenrad 1 ist z. B. mit einer Außenverzahnung versehen, die eine erste bewegliche, im wesentlichen kreisförmige Bahn bildet, während das
- 10 Hohlrad 2 z. B. mit einer Innenverzahnung versehen ist, die eine zweite, im wesentlichen kreisförmige und ebenfalls bewegbar gelagerte Bahn bildet, die coaxial und parallel zur ersten Bahn angeordnet ist und diese mit einem vorgewählten Abstand umgibt. Zwischen den beiden Bahnen ist das Planetenrad 3 so angeordnet, daß es an im wesentlichen diametral gegenüberliegenden Stellen mit den beiden Bahnen in
- 15 Wirkverbindung steht, indem es z.B. mit einer Außenverzahnung versehen ist, die mit den Verzahnungen der beiden Bahnen des Sonnenrads 1 bzw. Hohlrads 2 kämmt.

- Das Planetengetriebe weist ferner pro Planetenrad 3 eine nur schematisch dargestellte Lagerachse 5 auf, die an einem Planetenradträger oder Steg 6 befestigt und mit
- 20 Abstand parallel zur Mittelachse 4 angeordnet ist. Die Lagerachse 5 bzw. das mit ihr verbundene Lager dienen zur drehbaren Lagerung des Planetenrades 3. Der Planetenradträger 6 stützt die Lagerachse 5 zweckmäßig beidseits des Planetenrades 3 mit Armen 6a, 6b ab, die drehbar um die Mittelachse 4 gelagert sind, wobei wenigstens ein Arm (z. B. 6b) von einer zweiten Welle B in Umdrehungen versetzt werden kann.
- 25 Das hat zur Folge, daß das Planetenrad 3 an der Außenbahn des Sonnenrads 1 abrollt und das Hohlrad 2 an seiner Innenbahn mitnimmt und in eine Drehbewegung um die Mittelachse 4 versetzt. Das Sonnenrad 1 ist außerdem mit einer dritten Welle C verbunden, die z.B. in der ersten Welle A drehbar gelagert ist.
- 30 Aufgrund der beschriebenen Anordnung ist die in der Regel einen kleinen Durchmesser aufweisende Lagerachse 5 zugleich eine Kraftübertragungsachse, die die

- 8 -

Kreisbewegung des Trägers 6 bzw. die auf die Lagerachse 5 des Planetenrades 3 wirkende Kraft in eine entsprechende Drehbewegung des Hohlrads 2 umwandelt. Außerdem ist die mit der Lagerachse 5 koaxiale Mittelachse 8 des Planetenrads 3 gleichzeitig dessen Drehachse, um die es beim Umkreisen des Sonnenrads 1 eine  
5 Rotationsbewegung ausführt.

Eine Besonderheit des beschriebenen Planetengetriebes besteht außerdem darin, daß beim Antrieb der Welle B die Umlaufbewegung des Hohlrades 2 dadurch beeinflusst werden kann, daß gleichzeitig das Sonnenrad 1 mittels der Welle A in dem einen oder  
10 anderen Drehsinn gedreht wird.

Hinsichtlich der Bewegungsmöglichkeiten ergeben sich in Abhängigkeit davon, welche der Wellen A, B bzw. C antreibt bzw. getrieben wird, folgende Anwendungsformen:

- 15 Antrieb an B, Abtrieb über A und C;  
Antrieb an A, Abtrieb über B und C;  
Antrieb an C, Abtrieb über A und B;  
Antrieb an A und B, Abtrieb über C;  
Antrieb an B und C, Abtrieb über A;  
20 Antrieb an A und C, Abtrieb über B.

Je nach Fall übernimmt somit die Welle A die Kraftübertragung von oder auf das Hohlrad 2 und die Welle C die Kraftübertragung von oder auf das Sonnenrad 1, während die Welle B die eingeleitete Kraft bzw. die abgeleitete Kraft über den Steg 6b  
25 auf die Achse 5 des Planetenrads 3 überträgt.

Des weiteren übernimmt das Trägerelement 6a, das als Ring oder Arm ausgebildet sein kann, die Stützungs- und Führungsfunktion des Planetenrads 3 zwischen der bewegten Bahn des Sonnenrads 1 und der bewegten Bahn des Hohlrades 2. Diese  
30 Führung geschieht über eine Verbindung des drehbar gelagerten Trägerelements 6a (Arm) zur Achse 8. Das Planetenrad 3 ist auf Lagerachse 5 drehbar gelagert. Der

Trägerarm 6a und der Steg 6b bilden beide eine Verbindung zwischen der Mittelachse 8 des Planetenrades 3 und einer Mittelachse 4 des Getriebes. Durch die beiden Verbindungen von Trägerarm 6a und Steg 6b zwischen der Mittelachse 8 vom Planetenrad 3 und der Mittelachse 4 ergeben sich für beide Verbindungen stets gleiche (identische) Abstände.

Oder anders gesagt, die Mittelachse 8 des Planetenrads 3 und die Mittelachse der Lagerachse 5 sowie die Mittelachse der Kraftübertragungsachse sind in ihrer Lage identisch und liegen parallel zur Mittelachse 4 des Sonnenrads 1. Wobei auch das Achszentrum der An- bzw. Abtriebswellen A, B und C in seiner Lage identisch mit der Mittelachse 4 des Sonnenrads 1 ist.

Bei dieser Form der Bauweise von Dreiwellen-Planetenradgetrieben ist der Punkt der Kraftübertragung, d.h. der Krafteinleitung bzw. Kraftableitung am Planetenrad 3 stets identisch mit der Mittelachse 8 des Planetenrads 3. Somit gibt es für das einzelne Dreiwellen-Planetenradgetriebe nur einen Punkt der Kraftein- bzw. Ableitung am Planetenrad 3.

Ein Nachteil der beschriebenen Anordnung besteht darin daß die eingeleiteten Kräfte im Achszentrum des Planetenrads (Mittelachse 8) stets je zur Hälfte auf die beiden Wirkverbindungen Planetenrad/Hohlrad und Planetenrad/Sonnenrad verteilt werden. Ein weiterer Nachteil ist, daß die Getriebebauweise stets drei Wellen, d.h. für jedes an- bzw. abzutreibendes Teil (Sonnenrad, Planetenrad und Hohlrad) jeweils eine Welle benötigt, die wahlweise als An- bzw. Abtriebswelle von außerhalb des Getriebes angetrieben bzw. abgetrieben werden. Diese Wellen stehen außerhalb des Getriebes in Verbindung mit einem Antriebsmotor oder einem anzutreibenden Teil.

Bei dem in Fig. 2 dargestellten, erfindungsgemäßen Planetengetriebe sind das Sonnenrad 1 und das Hohlrad 2 wie in Fig. 1 ausgebildet. Auch der Außenumfang wenigstens eines Planetenrads 9 entspricht dem des Planetenrads 3 in Fig. 1. Das Planetengetriebe nach Fig. 2 unterscheidet sich jedoch durch zwei wesentliche Merkmale

- vom Planetengetriebe nach Fig. 1. Ein erstes Unterscheidungsmerkmal besteht darin, daß der Planetenradträger 6 pro Planetenrad 9 je eine in Fig. 2 schraffiert dargestellte Lagerachse 10 aufweist, deren Außendurchmesser nur geringfügig kleiner als der Außendurchmesser des Planetenrades 9 und dabei vorzugsweise größer ist, als der
- 5 Hälfte des Außendurchmessers des Planetenrads 9 entspricht. Dabei ist das Planetenrad 9 als Ring ausgebildet und z.B. mittels eines Lagers 11, das als Kugel-, Nadel- oder Rollenlager od. dgl. ausgebildet sein kann, drehbar auf der Lagerachse 10 gelagert. Ein zweites Unterscheidungsmerkmal besteht darin, daß zur Krafteinleitung oder Kraftableitung eine parallel zur Mittelachse 4 des Getriebes angeordnete Kraft-
- 10 übertragungsachse 12 dient, die exzentrisch zur Mittelachse 8 des Planetenrades 9 und an der Lagerachse 10 angeordnet ist. Diese Mittelachse 8 entspricht dabei der Mittelachse 8 in Fig. 1 und ist zugleich die Drehachse, um die sich das Planetenrad 9 auf der Lagerachse 10 drehen kann.
- 15 Gemäß Fig. 2 ist die Kraftübertragungsachse 12 z.B. über einen Hebelarm 15 od. dgl. mit der Antriebswelle B verbunden. Bei der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung dient somit der um die Mittelachse 4 des Planetengetriebes drehbare Träger 6 lediglich der Aufnahme bzw. Befestigung der Lagerachse 10, wohingegen die Kraftübertragungsachse 12 über den Hebelarm 15 als Antriebs- oder Abtriebsorgan dient, über das
- 20 Kräfte ein- bzw. ausgeleitet werden. Wichtig dabei ist, daß die Kraftübertragungsachse 12 parallel zur Mittelachse 4 ist und bei Bewegung eine mit den anderen Bahnen konzentrische Bahn mit einem konstanten Radius bzw. Abstand von der Mittelachse 4 beschreibt.
- 25 Aus Fig. 2 ist klar zu erkennen, daß es im statischen Zustand durch die exzentrische Anordnung der Kraftübertragungsachse 12 an der Lagerachse 10 und der darauf eingeleiteten Kräfte zu einer seitlichen Mehrbelastung an jeweils einer der beiden Wirkverbindungen am Planetenrad 9 kommt, entweder an der Wirkverbindung Sonnenrad/Planetenrad oder an der Wirkverbindung Planetenrad/Hohlrad, sofern z.B.
- 30 das Hohlrad 2 über die Welle B angetrieben wird. In Fig. 2 ist dies die Wirkverbindung Planetenrad 9/Hohlrad 2. Diese Mehrbelastung auf eine der beiden Wirkver-

bindungen ist abhängig vom jeweiligen Abstand der Exzentrizität der Kraftübertragungsachse 12 von der Mittelachse 8 des Planetenrades 9. Durch das Heranrücken der exzentrisch gelagerten Kraftübertragungsachse 12 an eine der beiden Wirkverbindungen (in Fig. 2 ist es die Wirkverbindung Planetenrad 9/Hohlrad 2) kommt es zwangs-  
5 läufig zur Entlastung der anderen Wirkverbindung. Die entlastete Wirkverbindung (in Fig. 2 die Wirkverbindung Planetenrad 9/Sonnenrad 1) sollte dann verstärkt als Antrieb für den Abtrieb der Welle C genutzt werden, die von außerhalb an das Getriebe führt. Damit erfolgt der vorzugsweise zur Drehzahlerhöhung bei kleiner Kraft genutzte Antrieb am Getriebe in Fig. 2 an der entlasteten Stelle der Wirkver-  
10 bindung Sonnenrad/Planetenrad und vorzugsweise in entgegengesetzte Drehrichtung zur direkten Krafteinwirkung an der exzentrischen Kraftachse 12. Die Kraftübertragung erfolgt dagegen über die Welle B, und der Abtrieb erfolgt über das Hohlrad 2 an der Welle A. Dadurch wird der Vorteil erzielt, daß der zum Antrieb der Welle C benötigte Kraftaufwand wesentlich kleiner als bei der gleichmäßigen Kraftverteilung  
15 am Planetenrad gemäß Fig. 1 ist.

Fig. 3 zeigt ein zusammengesetztes Umlaufgetriebe, das auch als Planetenrad-Koppelgetriebe bezeichnet wird. Es besteht aus zwei Planetenradgetrieben entsprechend Fig. 2, die koaxial hintereinander angeordnet sind, wobei das erste Planetenradgetrie-  
20 be dem nach Fig. 2 gleicht, während das zweite Planetengetriebe ein Sonnenrad 21, ein Hohlrad 22, wenigstens ein Planetenrad 23 und eine Lagerachse 24 dafür aufweist. Eine Kraftübertragungsachse 25 des zweiten Planetengetriebes ist entsprechend Fig. 2 exzentrisch an der Lagerachse 24 angeordnet, im Gegensatz zu Fig. 2 aber in der Nähe der Wirkverbindung Planetenrad 23/Sonnenrad 21.  
25

Damit liegt die Seite der entlasteten Wirkverbindung vom ersten Planetenrad 3 auf der Seite der belasteten Wirkverbindung vom Planetenrad 23 und umgekehrt. Diese Art der Anordnung der exzentrischen Kraftachsen zueinander bringt den Vorteil, daß die jeweils entlastete Seite des Planetenrades (von der Achsmittle des Planetenrades aus  
30 gesehen) von der jeweils stärker belasteten Seite des anderen Planetenrades angetrieben wird.

Die Kopplung beider Planetengetriebe erfolgt dadurch, daß die Lagerachse 10 des ersten Getriebes über ein Koppellement 26 mit dem Hohlrad 22 des zweiten Getriebes verbunden ist. Das Koppellement 26 ist mit einer Hohlwelle A1 auf der Welle C drehbar gelagert, die hier die beiden Sonnenräder 1, 21 fest und coaxial miteinander verbindet. Die Welle C ist außerdem durch das Sonnenrad 21 hindurchgeführt und endet als von außen frei zugängliche Welle C1.

Die am Hohlrad 2 vorgesehene Welle A ist in Fig. 3 über das zweite Planetengetriebe hinweg geführt und wiederum teilweise als Hohlwelle ausgebildet, die hier die Welle C1 in sich drehbar aufnimmt. Koaxial zwischen den Wellen C1 und A ist außerdem eine Hohlwelle B1 vorgesehen, die über die Kraftübertragungsachse 25 mit der Lagerachse 24 verbunden und ebenfalls aus dem Getriebe nach außen geführt ist. Dort ist die Welle B1 stationär gelagert, indem sie z.B. mit einem Getriebegehäuse fest verbunden wird, wie in Fig. 3 schematisch angedeutet ist.

Die Wirkungsweise der Getriebevorrichtung nach Fig. 3 ist im wesentlichen wie folgt:

Wird z.B. die Welle B angetrieben, dann wird über die Kraftübertragungsachse 12 das Planetenrad 3 und von diesem das Hohlrad 2 mitgenommen. Das Hohlrad 2 treibt über das Koppellement 26 das zweite Hohlrad 22 mit gleichem Drehsinn an. Dabei versucht das Hohlrad 22, die zweite Lagerachse 24 mitzunehmen. Da diese aber über die Kraftübertragungsachse 25 stationär gehalten ist, überträgt das zweite Planetenrad 23 die Bewegung des Hohlrades 22 auf das zweite Sonnenrad 21 und dreht dieses im entgegengesetzten Drehsinn. Da das Sonnenrad 21 fest mit dem ersten Sonnenrad 1 verbunden ist, wird dieses daher ebenfalls mit einem Drehsinn angetrieben, der zu dem der Antriebswelle B entgegengesetzt ist. Als Folge davon wird eine Drehzahlerhöhung oder -erniedrigung des Hohlrades 22 und damit der Abtriebswelle A in derselben Weise erzeugt, als wenn die Welle C mit einem zweiten Antrieb von außerhalb angetrieben würde. Dieser zweite Antrieb ist erfindungsgemäß nicht erforderlich, und die Drehzahl des Sonnenrades 1 kann mit Hilfe der Zähnezahlen des zweiten Getriebes 21 bis 26 im Prinzip beliebig gewählt werden.

Die Art des Antriebs in Fig. 3 könnte als interner Sonnenradantrieb bezeichnet werden, da ein externer Antrieb für das Sonnenrad 1 nicht mehr benötigt wird. Die nach außen geführte Welle C1 ist daher bei dieser Anwendungsform überflüssig und dient allenfalls der Lagerung des Sonnenrades 21.

5

Weitere Varianten der Getriebevorrichtung nach Fig. 3 ergeben sich durch eine wahlweise feste oder drehbare Anordnung der Lagerachse 24 und die zentrischer oder exzentrische Ankopplung des Koppelements 26 an die Lagerachse 10. Eine gleichförmige Belastung am ersten Planetenrad 9 ergibt sich dabei dann, wenn die Kraftübertragungsachsen 12 und 25 koaxial sind.

Das Ausführungsbeispiel nach Fig. 4 entspricht dem nach Fig. 3 bis auf den Unterschied, daß das zweite Hohlrad 22 direkt mittels eines Koppelements 27 vom ersten Hohlrad 2 angetrieben wird. Da die Welle B1 wiederum fest gehalten ist, überträgt das Hohlrad 22 seine Bewegung über das rotierende Planetenrad 23 auf das Sonnenrad 21 mit entgegen gesetztem Drehsinn. Die Verbindung der Lagerachse 10 mit dem Hohlrad 22 entfällt hier.

Weitere Abwandlungsformen von Fig. 3 und 4 sind durch unterschiedliche Anordnungen der einzelnen Wirkverbindungen und ihrer Lager zueinander möglich. Vorzugsweise sollte in den Fig. 3 und 4 die Lage bzw. Anordnung der Zahneingriffe so gewählt werden, daß die beiden Zahneingriffe der Planetenräder 9 bzw. 23 zu dem Hohlrad 2 bzw. 22 identisch sind mit der Mittelachse von exzentrisch angeordneten Zapfen 28 an einem Hebelarm 29 (in Fig. 3 durch gestrichelte 30 Linie gekennzeichnet). Desweiteren sollte die Lage (Anordnung) der Mittelachse der exzentrisch angeordneten Kraftachse 25 an der Lagerachse 24 identisch sein mit der Lage der Wirkverbindung Sonnenrad 1/Planetenrad 9 (gekennzeichnet in Fig. 3 durch eine gestrichelte Linie 31). Beide Anordnungsformen sind in Fig. 3 und 4 die durch gestrichelte Linien 30 und 31 gekennzeichnet.

30

Fig. 5 entspricht in seinem grundsätzlichen Aufbau der Fig. 3. Verändert sind in

- 14 -

Fig. 5 die Außendurchmesser vom Sonnenrad 1 und vom Planetenrad 9 sowie der Außendurchmesser der Lagerachse 10 vom Planetenrad 9. Außerdem wurde die exzentrische Lage der Kraftübertragungsachse 25 an der Lagerachse 24 in eine zentrische Lage an der Lagerachse 24 verändert. Die zentrische Kraftübertragungsachse 25 besitzt hier außerdem einen U-förmigen Arm 32, der bis an die Wirkverbindung Planetenrad 9/Hohlrad 2 bzw. Planetenrad 23/Hohlrad 22 heranreicht (gekennzeichnet in Fig. 5 durch eine gestrichelte Linie 33). Ein weiteres besonderes Merkmal besteht darin, daß die Mittelachse der Kraftübertragungsachse 25 an der Lagerachse 24 den gleichen Abstand (Radius) von der Mittelachse 4 besitzt wie die Wirkverbindung vom ersten Planetenrad 9 zum ersten Sonnenrad 1 (gestrichelte Linie 34 in Fig. 5). Auch in Fig. 5 ist ein interner Antrieb des ersten Sonnenrades 1 wie in Fig. 3 möglich.

Die Lagerachse 24 des zweiten Planetenrades 23 kann im übrigen je nach gewünschter Übersetzung wahlweise drehbar angeordnet sein oder fest gehalten werden, was auch für Fig. 3 und 4 gilt.

Fig. 6 entspricht Fig. 4 bis auf die Unterschiede, daß das erste Planetenrad 9 einen kleineren Durchmesser besitzt und die zweite Kraftübertragungsachse 24 den U-förmigen Arm 32 gemäß Fig. 5 aufweist.

Fig. 7 zeigt schematisch das zusammengesetzte Getriebe nach Fig. 3 und 4 von der vorderen Stirnseite, d.h. in Fig. 3 von links her. Die exzentrisch angeordneten Kraftachsen 12 und 25 an den beiden Lagerachsen 10 bis 24 sind versetzt (gegenüberliegend), wie in Fig. 3 und 4 beschrieben, angeordnet. Die Abbildung Fig. 7 zeigt die Drehrichtung des ersten und zweiten Sonnenrades 1, 21 sowie die Drehrichtung der Hohlräder 2, 22 und die Drehrichtung des ersten und zweiten Planetenrades 9 bzw. 23. Durch die beiden Pfeilspitzen an den beiden Kraftachsen 12, 25 ist die Richtung der entgegengesetzten Krafteinwirkung der beiden ersichtlich.

Die Richtung der Krafteinwirkung an den exzentrisch angeordneten Kraftübertragungs-



achsen 12, 25 wird bestimmt durch die Position der Anordnung der exzentrischen Kraftachse an der Lagerachse des Planetenrades. Die Lage der Exzentrizität an der Lagerachse entscheidet über die Richtung der Krafteinwirkung an der Kraftachse.

- 5 Rückt die Kraftachse 12 in Richtung Hohlrad 2, so ist die Richtung der Krafteinwirkung an der Kraftachse 12 gleich der Drehrichtung des Hohlrades 2. Rückt die Kraftachse 25 in Richtung Sonnenrad 21, so ist die Richtung der Krafteinwirkung an der Kraftachse 25 gleich der Drehrichtung des Sonnenrades 21. Die beiden Bahnen der Kraftachsen 12 und 25 sind zu erkennen durch die gestrichelte Linie 30a, die
- 10 jeweils durch die Mittelachse der beiden Kraftachsen 12 und 25 verlaufen und parallel zueinander liegen. Außerdem geben die Kreislinien 30 und 31 in Fig. 7 eine erste, durch den Innenmantel des Hohlrades 2 definierte, bewegbare Bahn und eine zweite, durch den Außenmantel des Sonnenrades 1 definierte, ebenfalls bewegliche Bahn an. Zwischen diesen beiden Bahnen 30, 31 läuft die Mittelachse der Kraftübertragungs-
- 15 achse 12 auf einer Bahn um, die parallel zu den Bahnen 30, 31 ist und einen fest vorgegebenen Abstand zu diesen aufweist.

- An der ersten Kraftachse 12 ist die Krafteinwirkung auf den Radius der Wirkverbindung Planetenrad/Sonnenrad durch einen verlängerten Arm 29 mit angesetztem
- 20 Zapfen 28 realisiert. Die zweite Kraftachse 25 an der zweiten Lagerachse 24 des Planetenrades 23 ist mit ihrer Mittelachse genau auf dem Radius der Wirkverbindung erstes Sonnenrad 1/erstes Planetenrad 9 (gekennzeichnet durch die gestrichelte Linie 31, wie in Fig. 3 und 4 beschrieben).

- 25 Fig. 8 zeigt ein Planetenrad 9 mit vergrößerter Lagerachse 10 und die unterschiedlichen Variationsmöglichkeiten der exzentrisch angeordneten Kraftübertragungsachse 12 an der Lagerachse 10. Die Kraftübertragungsachse 12 kann an der Lagerachse 10 auch verschiebbar angeordnet sein.

- 30 Die Kraftübertragungsachse 12 kann technisch z.B. durch die Mittelachse eines senkrecht von der Lagerachse 10 abstehenden Zapfens realisiert sein. Nach einem

besonders bevorzugten Ausführungsbeispiel der Erfindung ist dieser Zapfen, wie in Fig. 8 angedeutet ist, längs eines Durchmessers verschiebbar auf der Lagerachse 10 montiert, so daß die Kraftübertragungsachse 12 je nach Bedarf mehr oder weniger weit von der Drehachse 8 (Fig. 2) des Planetenrades 9 entfernt angeordnet und in eine  
5 Vielzahl von möglichen Stellungen (z.B. 12a, 12b, 12c bzw. 12d) gebracht werden kann. Hierzu ist z.B. ein die Kraftübertragungsachse 12 realisierender Zapfen in einer diametral verlaufenden Nut der Lagerachse 10 verschiebbar und mit einer Klemmschraube od. dgl. feststellbar angeordnet. Beim Betrieb des Planetengetriebes ist die Kraftübertragungsachse 12 natürlich jeweils auf einen vorgegebenen festen Abstand  
10 zur Drehachse 8 eingestellt.

Fig. 9 zeigt ein herkömmliches Dreiwellen-Planetenradgetriebe (wie in Fig. 1 beschrieben) mit einem am Außenumfang des Hohlrades 2 abrollenden Abtriebsselement 36. Wie in Fig. 1 schon erwähnt, kommt es zur Aufteilung der im Achszentrum des  
15 Planetenrades 3 eingeleiteten Kräfte je zur Hälfte auf die Wirkverbindung Planetenrad/Sonnenrad und Planetenrad/Hohlrad. Dadurch ergibt sich folgende Kräfteverteilung am Planetenrad. Die Kraft  $F_2$  ist bei einem statischen Gleichgewicht am Planetenrad 3 doppelt so groß wie die entgegengesetzte Kraft  $F_1$  an der äußeren Wirkverbindung Planetenrad 3/Hohlrad 2 bzw. Hohlrad 2/Abtriebsselement 36. Da bei  
20 der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung sowohl das Sonnenrad 1 als auch das Hohlrad 2 beweglich bzw. drehbar gelagert sind, müßte für das angenommene statische Gleichgewicht mit einer entsprechend großen Kraft auf das Sonnenrad oder Hohlrad eingewirkt werden (Gegenkraft). Das gleiche Verhalten der Kräfte tritt auch auf die Wirkverbindung Planetenrad 3/Sonnenrad 1 zu. Somit besitzt das in Fig. 9  
25 aufgezeigte Getriebe, wie alle anderen Getriebe dieser Bauart, nur einen einzigen Punkt der Krafteinleitung an der Lagerachse 5 im Achszentrum des Planetenrades 3. Dieser Punkt ist identisch mit der Mittelachse der Lagerachse 5. Wichtig ist in diesem Zusammenhang auch, daß durch die Festlegung der Krafteinleitung im Achszentrum des Planetenrades 3 die Größe des Sonnenrades 1 und Hohlrades 2 durch den Durchmesser des Planetenrades 3 festgelegt und damit unveränderlich ist. Der Außenumfang  
30 des Sonnenrades 1 beträgt im Beispiel

94,2 mm.

Der Innenmantel des Hohlrades 2 beträgt 282,6 mm. Der Außendurchmesser des Planetenrades 3 beträgt 94,2 mm. Der Außendurchmesser des Abtriebselements 36 beträgt 94,2 mm. Die Länge der Bahn der Mittelachse von Kraftachse und Lagerachse 5 bei einer Umdrehung um das Sonnenrad 1 beträgt 188,4 mm. Bei einer Umdrehung des Planetenrades 3 um das Sonnenrad 1 und gleichzeitig einer Umdrehung des Sonnenrades 1 in entgegengesetzter Drehrichtung des Hohlrades 2 ergibt sich ein Übersetzungsverhältnis von 1:5 auf dem Abtriebselement 36.

10

Fig. 10 zeigt ein erfindungsgemäßes Dreiwellen-Planetenradgetriebe wie in Fig. 2 beschrieben mit einer Änderung: das Hohlrad 2 treibt an seinem Außenumfang ein Abtriebselement 37 an. Die exzentrische Kraftachse 12 an der Lagerachse 10 wurde auf den Radius der Wirkverbindung Planetenrad/Hohlrad/Abtriebselement gelegt. Der Außenumfang des Sonnenrades 1 beträgt 94,2 mm. Der Innenmantel des Hohlrades 2 beträgt 188,4 mm. Der Außendurchmesser des Planetenrades 9 beträgt 47,1 mm. Der Außendurchmesser des Abtriebselements 37 beträgt 94,2 mm. Die Länge der Bahn der Mittelachse der Kraftachse 12 bei einer Umdrehung um das Sonnenrad 1 beträgt 188,4 mm. Bei einer Umdrehung des Planetenrades 9 um das Sonnenrad 1 und bei gleichzeitig einer Umdrehung des Sonnenrades 1 in entgegengesetzter Drehrichtung des Hohlrades 2 ergibt sich ein Übersetzungsverhältnis von 1:4 auf das Abtriebs-  
element 37. Der Abstand der Mittelachse der Kraftübertragungsachse 12 vom Achs-  
zentrum des Sonnenrades 1 in Fig. 10 ist identisch mit dem Abstand der Mittelachse der Kraftübertragungsachse und Lagerachse 5 von Fig. 9.

25

Das statische Gleichgewicht am Planetenrad 9 wurde zugunsten der Wirkverbindung Planetenrad 9/Hohlrad 2 verändert, so daß für die Kraft F1 eine entgegengesetzte Kraft F3 an der Wirkverbindung Planetenrad 9/Hohlrad 2 bzw. Hohlrad 2/Abtriebs-  
element 37 benötigt wird, die der Größe F1 entspricht.

30

Fig. 11 zeigt ein erfindungsgemäßes Dreiwellen-Planetenradgetriebe mit zwei sich

gegenüberliegenden Planetenrädern 9. Die beiden exzentrisch angeordneten Kraftübertragungsachsen 12 an den beiden Lagerachsen 10 sind mit Hilfe eines Verbindungsteils 38 über das Achszentrum des Sonnenrades 3 miteinander verbunden. Das Verbindungsteil 38 über besitzt im Achszentrum des Sonnenrades 1 eine Welle 39 für den Antrieb bzw. Abtrieb der beiden Planetenräder 9. Die Welle 39 ist dabei achsparallel zu den Kraftachsen 12 der Planetenräder 9 angeordnet.

Die Drehrichtung der Antriebswelle 39 ist entgegengesetzt der Drehrichtung des Sonnenrades 1. Die gestrichelte Linie 40 zeigt die parallel zum Hohlrad 2 und Sonnenrad 1 verlaufende Bahn der Mittelachsen der Kraftübertragungsachsen 12.

Fig. 12 zeigt ein erfindungsgemäßes Dreiwellen-Planetengetriebe wie in Fig. 11 mit der Besonderheit, daß die Kraftübertragungsachsen 12 nicht mehr an den Lagerachsen 10 angeordnet sind. Die Kraftübertragungsachsen 12 befinden sich direkt am Trägerelement 6 für die Planetenräder 9 gemäß Fig. 2 (Ring, Arm oder andere Formen), aber dennoch auf dem gleichen Radius (gestrichelte Linie 41), wie in Fig. 11 beschrieben. Sie sind achsparallel zur Mittelachse des Sonnenrades 1 angeordnet. Die Befestigung der Kraftübertragungsachsen 12 auf dem gleichen Radius der jeweiligen Exzentrizität wie in Fig. 11 erfolgt am Trägerelement 6. Eine entsprechende Anordnung der Kraftübertragungsachse 12 am Planetenradträger 6 kann in Fig. 2 vorgesehen sein.

Fig. 13 zeigt ein erfindungsgemäßes Dreiwellen-Planetengetriebe, das als Kurbeltrieb für einen Verbrennungsmotor Anwendung findet. Die exzentrisch angeordnete Kraftübertragungsachse 12 an der Lagerachse 10 ist als Kurbelzapfen 42 ausgebildet und mit einem Pleuel 43 verbunden. Dieses Pleuel 43 besitzt an seinem anderen Ende eine Verbindung zu einem Kolben 44, der sich in einer Laufbuchse 45 hin und her bewegt. Die Kraftachse 42 an der Lagerachse 10 bewegt sich mit ihrer Mittelachse auf der gestrichelten Linie bzw. Bahn 46 und verläuft parallel zur Bahn von Sonnenrad 1 und Hohlrad 2. Durch ein Antriebselement 47 am Hohlrad 2 wird das Planetenrad 9 angetrieben, und der Kolben arbeitet dann als Pumpe oder Kompressor. Entscheidend

ist, daß für die Effektivität dieses Kurbeltriebes die Hauptantriebskraft (hohe Drehzahl, kleine Kraft) an der jeweils entlasteten Wirkverbindung ansetzt (in Fig. 13 die Wirkverbindung Planetenrad 9/Sonnenrad 1).

- 5 Fig. 14 zeigt ein erfindungsgemäßes Dreiwellen-Planetenradgetriebe mit einer Abänderung von Fig. 13. Der Kurbelzapfen 42 ist nicht an der Lagerachse 10 des Planetenrades 9 angeordnet, sondern direkt am Trägerelement 6 und vorzugsweise gegenüber Fig. 13 um  $180^\circ$  versetzt.
- 10 Der Kurbelzapfen 42 mit seinem Achszentrum befindet sich auf dem gleichen Radius wie in Fig. 13, und seine Bahn (gestrichelte Linie 48) verläuft wie bei den anderen Ausführungsbeispielen mit konstantem Abstand und parallel zur Bahn von Sonnenrad 1 und Hohlrad 2.
- 15 Fig. 15 zeigt eine Lagerachse 49, die eine ausgeschnittene Form besitzt, und ein auf ihr angeordnetes Lager 11 mit Planetenrad 9.

Fig. 16 zeigt eine Lagerachse 50 in einer Kombination von Kreuz- und Stabform, auf der das Planetenrad 9 durch Rollenlager 51 drehbar angeordnet ist.

20

Das anhand der Fig. 2 bis 16 beschriebene Wirkungsprinzip der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung läßt sich in analoger Weise auch auf Grtriebe mit linearen Bahnen statt Kreisbahnen übertragen. Dies wird nachfolgend beispielhaft anhand der Fig. 17 bis 20 beschrieben.

25

- Fig. 17 zeigt eine erste, linear beweglich angeordnete Bahn 61, die als eine Abwicklung des Außenumfangs des Sonnenrades 1 nach Fig. 2 aufgefaßt werden kann. Ihr steht parallel und mit Abstand eine zweite, ebenfalls linear bewegbar gelagerte Bahn 62 gegenüber, die als eine Abwicklung des Innenumfangs des Hohlrades 2 nach Fig. 2 aufgefaßt werden kann. Zwischen beiden Bahnen 61, 62 ist ein Planetenrad 63
- 30 angeordnet, dessen Umfang einerseits an einer Stelle 64 mit der bewegbaren Bahn 61

- und andererseits an einer diametral gegenüber liegenden Stelle 65 mit der bewegbaren Bahn 62 in Wirkverbindung steht. Das Planetenrad 63 ist analog zu Fig. 2 bis 16 als schmaler Ring ausgebildet, der mittels eines Lagers 66 drehbar auf einer Lagerachse 67 gelagert ist, deren Außendurchmesser vorzugsweise nur wenig kleiner ist, als dem
- 5 Außendurchmesser des Planetenrades 63 entspricht. Eine Mittelachse 68 der Lagerachse 67 ist gleichzeitig die Drehachse des Planetenrades 63. Die Lagerachse 67 kann an einem nicht näher dargestellten, parallel zu den Bahnen 61, 62 verschiebbar gelagerten Träger befestigt sein.
- 10 Analog zu Fig. 2 bis 16 ist die Lagerachse 67 außerdem mit einer exzentrisch zur Mittel- bzw. Drehachse 68 des Planetenrades 63 angeordneten Kraftübertragungsachse 69 versehen, die z. B. als Zapfen realisiert ist, der senkrecht von der als Kreisscheibe ausgebildeten Lagerachse 67 absteht. Zum An- oder Abtrieb dient schließlich ein
- 15 parallel zu den Bahnen 61, 62 verschiebbares, mit der Kraftübertragungsachse 69 bzw. dem Zapfen gekoppeltes Führungselement 70, das in entsprechenden Lagern 71 verschiebbar gelagert ist. Die mit dem Führungselement 70 eingeleitete, lineare Bewegung kann mittels eines mit der Außenseite der bewegbaren Bahn 62 in Wirkver-
- 20 bindung stehenden Rades 72 in eine Drehbewegung umgewandelt werden, und umgekehrt kann die Drehbewegung des Rades 72 auch in eine Linearbewegung des Führungselements 70 umgewandelt werden. Im Hinblick auf die Kraftübertragung und die zurückzulegenden Wege gelten dieselben Prinzipien, wie sie oben anhand der
- Fig. 1 bis 16 erläutert wurden. Insbesondere ist das Führungselement 70 so ausgebildet und mittels der Lager 71 so geführt, daß es einerseits nur parallel zu den Bahnen 61, 62 bewegt werden kann, andererseits die Kraftübertragung vom Führungselement
- 25 70 auf die Lagerachse 67 bzw. umgekehrt im Bereich der Kraftübertragungsachse 69 erfolgt bzw. die zu den Bahnen 61, 62 parallele Krafrichtung durch die Kraftübertragungsachse 69 verläuft. Daher könnten das Führungselement 70 und die Lagerachse 67 auch ohne Ausbildung eines Lagerzapfens einstückig hergestellt sein. Damit keine unerwünschten Hebelwirkungen zwischen dem Führungselement 70 und der Lager-
- 30 achse 67 bzw. dem Lagerzapfen 69 erhalten werden, liegt dessen Mittelachse zweckmäßig genau auf einer gestrichelt dargestellten Linie 70a, längs welcher das Führungs-

element 70 auf die Kugeln o. dgl. der Lager 71 einwirkt bzw. umgekehrt.

Die Bahn 61 wird z. B. durch eine umlaufende Kette 73 gebildet, die mit dem Planeten- bzw. Zahnrad 63 die Wirkverbindung 64 bildet. Dagegen besteht das Führungs-  
5 element 70 aus irgendeinem Führungsteil, das durch die Lager 71, z. B. Rollen, gehalten und z. B. an der Lagerachse 67 befestigt ist. Mit Hilfe eines von der Bahn 61 zumindest teilweise umschlungenen Zahnrades 74 kann die Bahn 61 in Pfeilrichtung hin und her bewegt werden. Die Wirkverbindung 64 definiert dabei die entlastete Seite.

10

Die Kraftübertragungsachse 69 bewegt sich ebenfalls prallel zwischen den beiden beweglichen Bahnen 61 und 62. Durch Krafteinwirkung an der Kraftachse 69 bewegt sich das Zahnrad 63 mit Führungsteil 70 zwischen den beiden beweglichen Bahnen 61 und 62, wodurch das Zahnrad 63 zwischen den beiden beweglichen Bahnen 61 und 62  
15 gedreht und verschoben wird. Das Zahnrad 63 rollt über die zweite bewegliche Bahn 61 ab, wobei der Antrieb der zweiten beweglichen Bahn 61 stets entgegengesetzt der Verschiebung des Zahnrades 63 verläuft. So muß beim Richtungswechsel der Verschiebung des Zahnrades 63 mit Hilfe des Führungsteiles 70 auch ein Richtungswechsel an der zweiten beweglichen Bahn 61 erfolgen. Der Antrieb am Zahnrad 63  
20 über die erste bewegliche Bahn 62 besitzt stets die gleiche Richtung wie die Verschiebung des Zahnrades 63 auf das Führungselement 70. Die Anordnung der exzentrischen Kraftachse 69 an der Lagerachse 67 ist stets so getroffen, daß sie soweit wie möglich an der ersten beweglichen Bahn 62 (Abtriebsbahn) sitzt. Eine Verlagerung der exzentrischen Kraftachse 69 auf die Wirkverbindung 65 zwischen  
25 Zahnrad 63 und der ersten beweglichen Bahn 62 (Abtriebsbahn) ist mittels eines Hebelarms möglich, der an der Lagerchse 67 oder am Führungselement 70 angeordnet ist und einen Bolzen zur Krafteinleitung aufweist. Die Anordnung der exzentrischen Kraftübertragungsachse 69 auf der Mittellinie 70a von Figur 17 hat sich als vorteilhaft erwiesen, weil hierdurch zusätzliche nachteilige Hebelwirkungen, die zwischen  
30 Zahnrad 63 auf Lagerachse 67 und Führungsteil 70 bestehen, verringert werden. Oder anders gesagt, durch eine versetzte Anordnung zwischen der exzentrischen Kraftachse

69 und dem Führungsteil 70 an der Lagerachse 67 ergeben sich zwangsläufig zusätzliche nachteilige Hebelwirkungen an der Lagerachse 67 zwischen Führungsteil 70 und exzentrischer Kraftachse 69. Die erste bewegliche Bahn 62 wird z. B. gebildet durch eine Zahnstange 75. Diese Zahnstange 75 wird geführt durch die Rollen 76. Das  
5 Zahnrad 63 steht in Wirkverbindung 65 mit der Zahnstange 75 und bewegt diese stets in die gleiche Richtung der Verschiebung des Zahnrades 63 durch Führungsteil 70. Die exzentrische Kraftachse 69 ist an der Lagerachse soweit wie möglich an der Wirkverbindung 65 angeordnet. Die Zahnstange 75 steht z. B. in Wirkverbindung 77 mit einer das Rad 72 enthaltenden Winde 78 und treibt diese an. Auf der Winde 78 ist  
10 ein Seil 79 angeordnet, das ein Gewicht 80 heben und senken kann. Der Antrieb in Fig. 17 erfolgt somit zum einen über die exzentrische Kraftachse 69 an der Lagerachse 67 und zum anderen über die zweite bewegliche Bahn 61, die durch die umlaufende Kette 73 gebildet wird. Der Antrieb erfolgt über die erste bewegliche Bahn 62, die durch die Zahnstange 75 gebildet wird.

15

Fig. 18 entspricht Fig. 17 mit einer Abwandlung: eine Kraftübertragungsachse 81 ist am Führungsteil 70 auf der Mittellinie 70a angeordnet.

Fig. 19 entspricht in seinem Aufbau von Führungsteil 70, Lagerachse 67, Nadellager  
20 66, Planetenzahrad 63, Übertragungsachse 69, Mittellinie 70a und Führungsrollen 71 dem Aufbau von Fig. 17. Die zweite bewegliche Bahn 61 in Fig. 19 wird realisiert durch eine Zahnstange 83, die durch ein Zahnrad 84 wechselseitig angetrieben wird. Auch hier erfolgt der Antrieb stets in entgegengesetzter Richtung der Verschiebung des Führungsteiles 70 mit Lagerachse 67 und Zahnrad 63. Der Abtrieb am Zahnrad 63  
25 über die erste bewegliche Bahn 62 ist eine umlaufende Kette 85, die durch Führungsrollen 86 und 87 gehalten und geführt wird. Die umlaufende Kette 85 treibt ein Zahnrad mit Seilwinde 87 an, auf der ein Seil 88 angeordnet ist, das zum Heben und Senken eines Gewichtes 89 dient. Der Antrieb in Fig. 19 erfolgt somit zum einen über die exzentrische Kraftachse 69 an der Lagerachse 67 und zum anderen durch die  
30 zweite bewegliche Bahn 61, die durch die Zahnstange 83 gebildet wird. Der Abtrieb erfolgt über die erste bewegliche Bahn 62, die durch die umlaufende Kette 85 gebildet



wird.

Fig. 20 entspricht Fig. 19 mit einer Abwandlung: eine Kraftübertragungsachse 90 ist auf der Mittellinie 70a des Führungselements 70 angeordnet.

5

Weitere Möglichkeiten der Anwendung ergeben sich durch eine bogenförmige bzw. linear verlaufende erste und zweite Bahn 61 und 62, bei gleichzeitiger bogenförmiger bzw. linearer Bewegungsform des Führungsteiles 70, das sich parallel zwischen den beiden bewegten Bahnen 61 und 62 bewegt.

10

Desweiteren ergeben sich Anwendungsmöglichkeiten durch den Einsatz von Ketten, Riemen, Zahnriemen, Zahnstangen und Seilen sowie Zahnrädern für die Bahnen 61 und 62. Eine weitere abgewandelte Form des erfindungsgemäßen Getriebes besteht darin, daß die zweite bewegte Bahn 62 durch ein Zahnrad gebildet wird, das sowohl  
15 beweglich als auch feststehend bzw. festgehalten sein kann. Dieses Zahnrad greift in das Zahnrad 63 und dreht in entgegengesetzte Richtung der Verschiebung von Zahnrad 63. Um das zu ermöglichen, läuft das Antriebszahnrad neben dem Zahnrad 63 in einer Führungsschiene und treibt dieses an. Desweiteren ist es aber auch möglich, daß das Antriebszahnrad und das Zahnrad 63 feststehend sind.

20

Die Erfindung ist nicht auf die beschriebenen Ausführungsbeispiele beschränkt, die auf vielfache Art und Weise abgewandelt werden können. Dies gilt insbesondere für die beispielhaft angegebenen Dimensionierungen und relativen Anordnungen der verschiedenen Teile zueinander. Das Planetengetriebe kann beispielsweise auch mit mehr  
25 als einem oder zwei Planetenrädern ausgestattet werden. Ferner kann die Lagerachse anders gestaltet werden, als in Fig. 7, 8, 15 und 16 angedeutet ist. Insbesondere ist es möglich, die Lagerachse mehrteilig auszubilden. Dabei kann es besonders zweckmäßig sein, sie mit zwei koaxialen, axial hintereinander liegenden Teilen zu versehen, die durch ein Federelement miteinander verbunden sind. Damit können stoßartig auf eines  
30 der Teile wirkende Kräfte abgefedert werden, bevor sie auf das andere Teil einwirken. Außerdem kann es vorteilhaft sein, das Hohlrad 2 am Außenumfang als Antriebs- oder

- Abtriebsorgan auszubilden, indem es z.B. mit einer umlaufenden Verzahnung oder dgl. versehen wird. Alternativ kann das Antriebs- oder Abtriebsorgan aber auch aus einer Mehrzahl von koaxial hintereinander angeordneten, mit unterschiedlichen Durchmessern versehenen Rädern, insbesondere Zahnrädern bestehen, um auf einfache
- 5 Weise unterschiedliche Übersetzungsverhältnisse zu ermöglichen. Der Planetenradträger 6 kann anstatt als kreisrunde Scheibe, wie in Fig. 7 angedeutet ist, auch als Hebelarm oder sonstwie gestaltet sein. Weiter ist klar, daß die in Fig 17 bis 20 dargestellten Bahnen nicht exakt gerade ausgebildet sein müssen, sondern auch längs eines Bogens verlaufen können. Dabei können diese Bahnen z.B. aus Zahnstangen,
- 10 Ketten, Rollflächen od. dgl. bestehen, die mit Planetenrädern in Form von Zahn- oder Reibrädern in Wirkverbindung stehen. Weiter ist klar, daß die Kraftübertragungsverhältnisse noch dadurch verbessert werden können, daß mit der Kraftübertragungsachse 12 usw. eine Kurbel mit einem parallel zur Kraftübertragungsachse 12 angeordneten Kurbelarm befestigt wird. Schließlich versteht sich, daß die verschiedenen
- 15 Merkmale auch in anderen als den beschriebenen und dargestellten Kombinationen angewendet werden können.

Ansprüche

1. Getriebevorrichtung, enthaltend: zwei parallele Bahnen (30, 31; 61, 62), die beide bewegbar angeordnet sind, wenigstens ein zwischen den beiden Bahnen (30, 31; 61, 62) angeordnetes und an seinem Umfang mit beiden Bahnen (30, 31; 61, 62) in Wirkverbindung stehendes Planetenrad (9, 63), eine parallel zu den beiden Bahnen  
5 bewegbare Lagerachse (10, 67), um die das Planetenrad (63) drehbar gelagert ist, und eine Kraftübertragungsachse (12, 69), wobei die Anordnung derart getroffen ist, daß durch Abrollen des Planetenrades (9, 63) an den beiden Bahnen (30, 31; 61, 62) sowohl Bewegungen der Kraftübertragungsachse (12, 69) auf wenigstens eine der bewegbar angeordneten Bahnen (30, 31; 61, 62) als auch umgekehrt Bewegungen von  
10 wenigstens einer der beweglich angeordneten Bahnen (30, 31; 61, 62) auf die Kraftübertragungsachse (12, 69) und/oder die jeweils andere beweglich angeordnete Bahn (30, 31; 61, 62) übertragbar sind, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftübertragungsachse (12, 69) exzentrisch an der Lagerachse (10, 67) oder einem Trägerelement (6) für das Planetenrad (9, 63) angeordnet und beweglich auf einer Bahn (30a, 70a)  
15 geführt ist, die parallel und mit einem vorgegebenen Abstand zu den beiden beweglichen Bahnen (30, 31; 61, 62) verläuft.
2. Getriebevorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerachse (10, 67) einen Durchmesser aufweist, der zwischen dem 0,5-fachen und dem 1-fachen  
20 Wert des Durchmessers des Planetenrads (9, 63) liegt, und daß das Planetenrad (9, 63) als ein drehbar auf der Lagerachse (10, 67) gelagerter Ring ausgebildet ist.
3. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die exzentrische Lage der Kraftübertragungsachse (12, 69) veränderbar ist.  
25
4. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß sie als Planetengetriebe ausgebildet ist.
5. Getriebevorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die eine

- bewegbar angeordnete Bahn durch den Außenumfang eines Sonnenrads (1) und die andere bewegbar angeordnete Bahn durch den Innenumfang eines Hohlrades (2) des Planetengetriebes gebildet ist.
- 5 6. Getriebevorrichtung nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerachse (10) an einem um die Mittelachse (4) des Planetengetriebes drehbar gelagerten Planetenradträger (6, 26) befestigt ist.
- 10 7. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftübertragungsachse (12) als ein von der Lagerachse (10) abstehender Zapfen ausgebildet und mit einem Verbindungshebel (38) gekoppelt ist, der auf einer um die Mittelachse (4) des Planetengetriebes drehbar gelagerten Antriebswelle (39) sitzt.
- 15 8. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftübertragungsachse als ein von der Lagerachse (10) abstehender Zapfen (42) ausgebildet und mit einer Pleuelstange (43) eines Kurbeltriebs gekoppelt ist.
- 20 9. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 4 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Hohlrad (2) am Außenumfang als Antriebs- oder Abtriebsorgan ausgebildet ist.
- 25 10. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 4 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß sie zwei miteinander gekoppelte Planetengetriebe enthält, von denen das eine zum Antrieb einer der beiden Bahnen des anderen Planetengetriebes eingerichtet ist.
- 30 11. Getriebevorrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Sonnenräder (1, 21) der beiden Planetengetriebe fest miteinander verbunden sind, wobei das Sonnenrad (21) eines ersten Planetengetriebes über das vom zweiten Planetengetriebe angetriebene Hohlrad (22) des ersten Planetengetriebes angetrieben wird und dadurch das Sonnenrad (1) des zweiten Planetengetriebes antreibt.
12. Getriebevorrichtung nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß die

exzentrischen Kraftachsen (12, 24) der beiden Getriebe mit ihren Planetenrädern (9, 23) um  $180^\circ$  versetzt hintereinander liegend bzw. gegenüberliegend angeordnet sind.

13. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 10 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Punkt der Krafteinwirkung (Radius am Getriebe) an der Kraftachse (12) mit Hebelarm und Zapfen (28, 29) am Planetenrad (9) des ersten Getriebes identisch ist mit den beiden Wirkverbindungen vom Planetenrad (9, 23) zum Hohlrad (2, 22) (gestrichelte Linie 30).
- 10 14. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 10 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Mittelachse der Kraftachse (25) des zweiten Getriebes und dessen Radius identisch sind mit der Wirkverbindung des Planetenrads (9) zum Sonnenrad (1) des ersten Getriebes (gestrichelte Linie 31, 34).
- 15 15. Getriebevorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftachse (12) bei einem Kurbeltrieb am Trägerelement (6) um  $180^\circ$  versetzt angeordnet ist.
16. Getriebevorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftachse (42) an der Lagerachse (10) bei einem Kurbeltrieb an der gegenüberliegenden Seite der Wirkverbindung Sonnenrad/Planetenrad angeordnet ist und der Hauptantrieb (hohe Drehzahl, kleine Kraft) dann am Sonnenrad (1) erfolgt.
- 20 17. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 10 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerachse (25) des Planetenrades (23) des ersten Getriebes wahlweise fest oder drehbar angeordnet oder festgehalten ist.
- 25 18. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Bahnen (61, 62) linear oder bogenförmig ausgebildet sind.
- 30 19. Getriebevorrichtung nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß sie ein parallel zu den Bahnen (61, 62) verschiebbar gelagertes, im Bereich der Kraftüber-

tragungsachse (69) an die Lagerachse (67) gekoppeltes, stabförmiges Führungselement (70) enthält.

20. Getriebevorrichtung nach Anspruch 18 oder 19, dadurch gekennzeichnet, daß das  
5 Führungselement (70) zur Vermeidung unerwünschter Hebelwirkungen zwischen ihm und der Kraftübertragungsachse (69) in Lagern (71) gelagert ist, deren Wirklinien (70a) im wesentlichen in derselben Ebene wie die Kraftübertragungsachse (69) liegen.
21. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 18 bis 20, dadurch gekennzeichnet,  
10 net, daß sie wenigstens ein drehbares Antriebs- oder Abtriebsrad (72, 86) enthält, das mit einer vom Planetenrad (63) abgewandten Seite einer der beweglichen Bahnen (62) in Wirkverbindung steht.
22. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 18 bis 21, dadurch gekennzeichnet,  
15 net, daß die Bahnen (61, 62) als Zahnstangen, Ketten, Seile oder Rollflächen ausgebildet sind.
23. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 18 bis 22, dadurch gekennzeichnet,  
20 net, daß eine der Bahnen (62) einen Aufzug oder wenigstens ein Abtriebsrad (72) antreibt.
24. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß das Trägerelement (6) aus einem Ring, einem Arm oder einer Scheibe besteht.
25. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 10 bis 14, dadurch gekennzeichnet,  
25 net, daß die Kraftübertragungsachse (25) des zweiten Getriebes über einen U-förmigen Arm (32) mit einer zur Getriebeachse (4) koaxialen Welle (B1) verbunden ist.
26. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 10 bis 14 und 24, 25, dadurch  
30 gekennzeichnet, daß die Kraftübertragungsachse (25) drehbar oder fest angeordnet oder festgehalten ist.

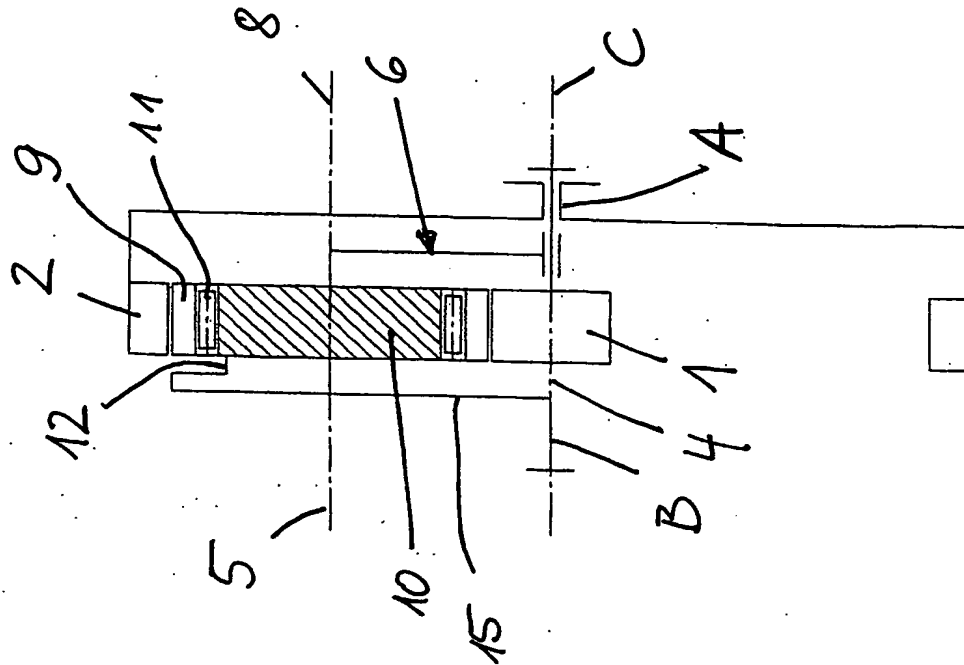


Fig. 2

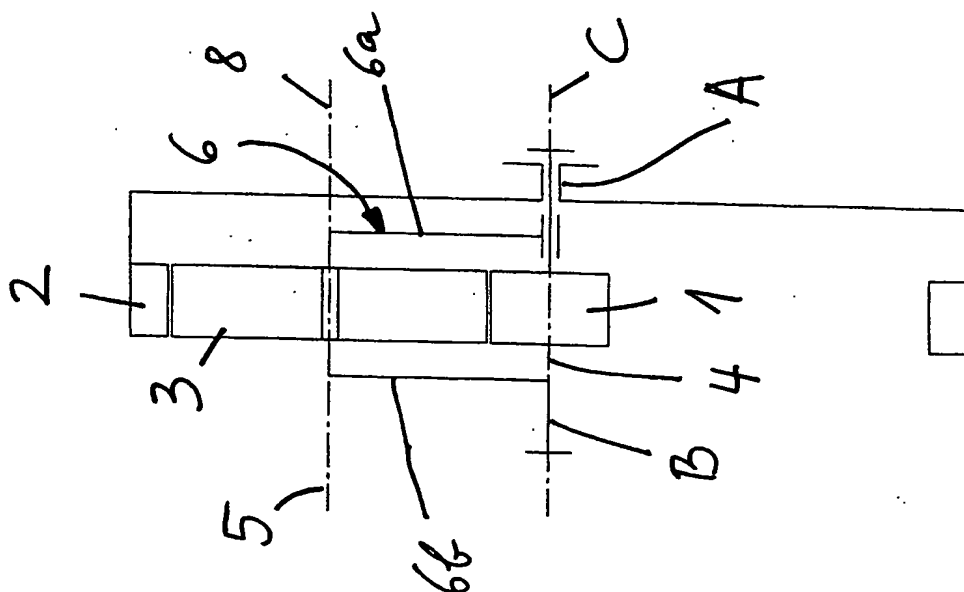


Fig. 1

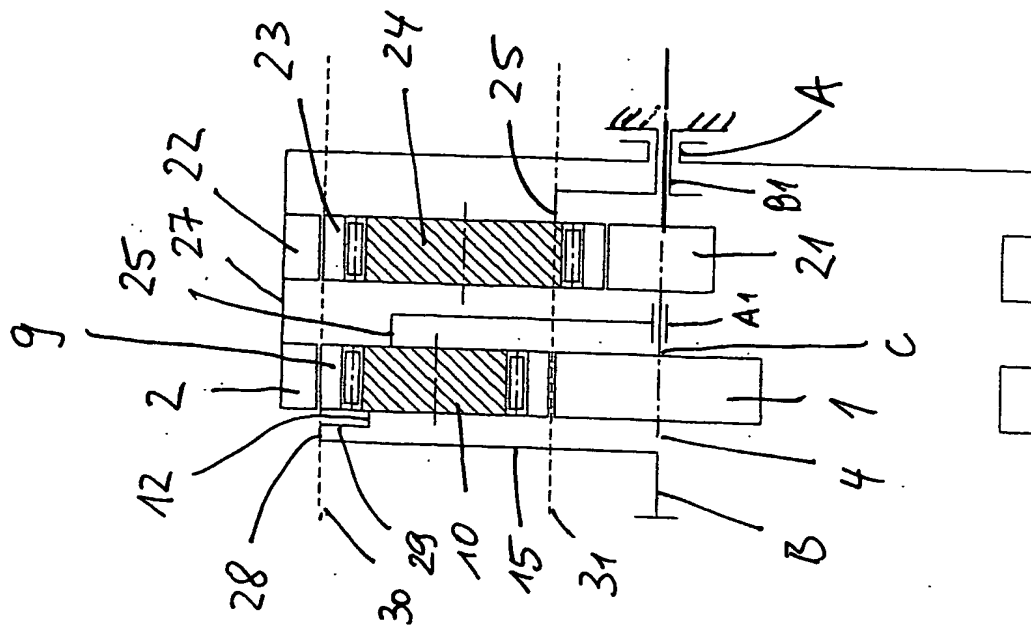


Fig. 4

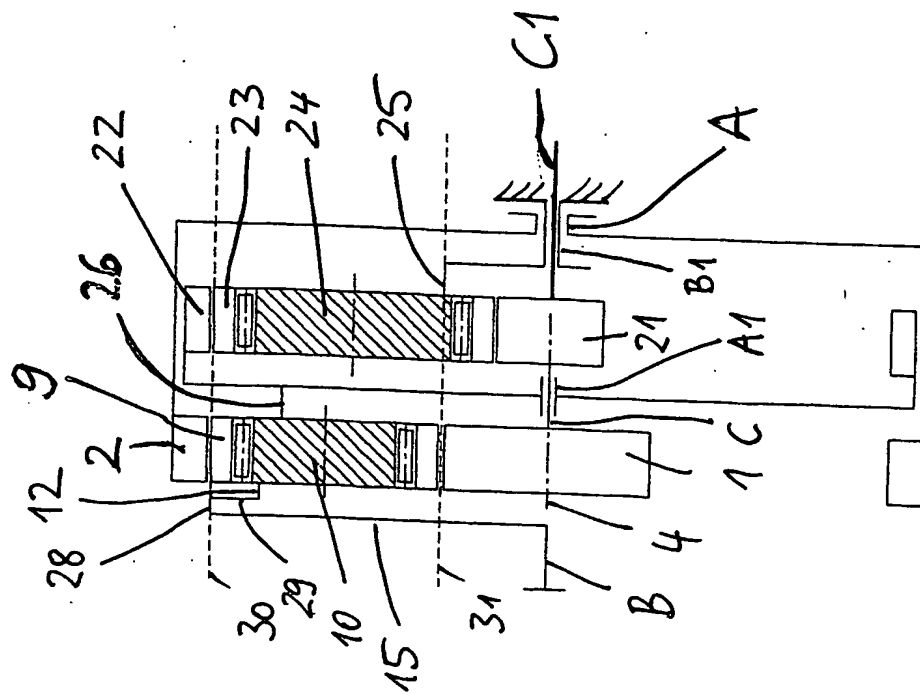


Fig. 3



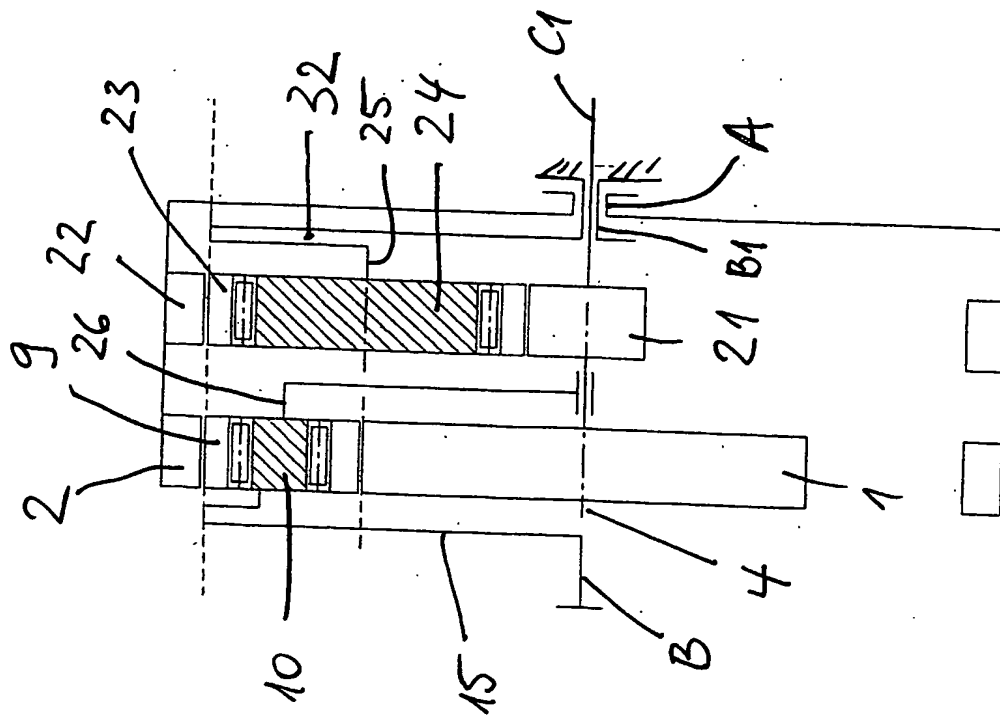


Fig. 6

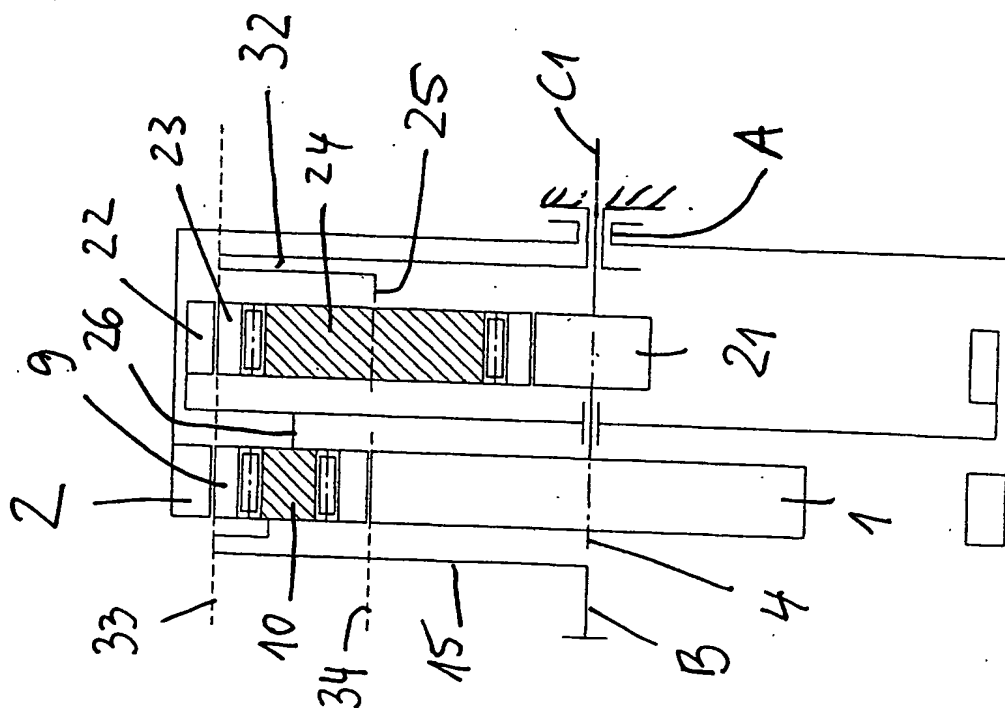
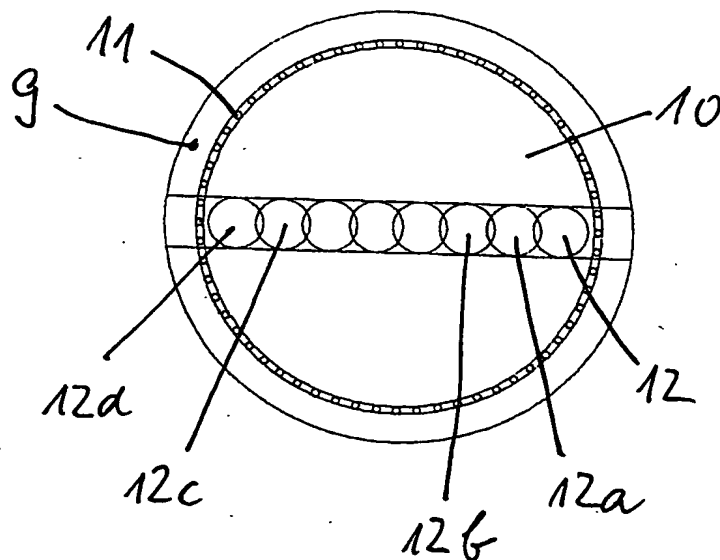
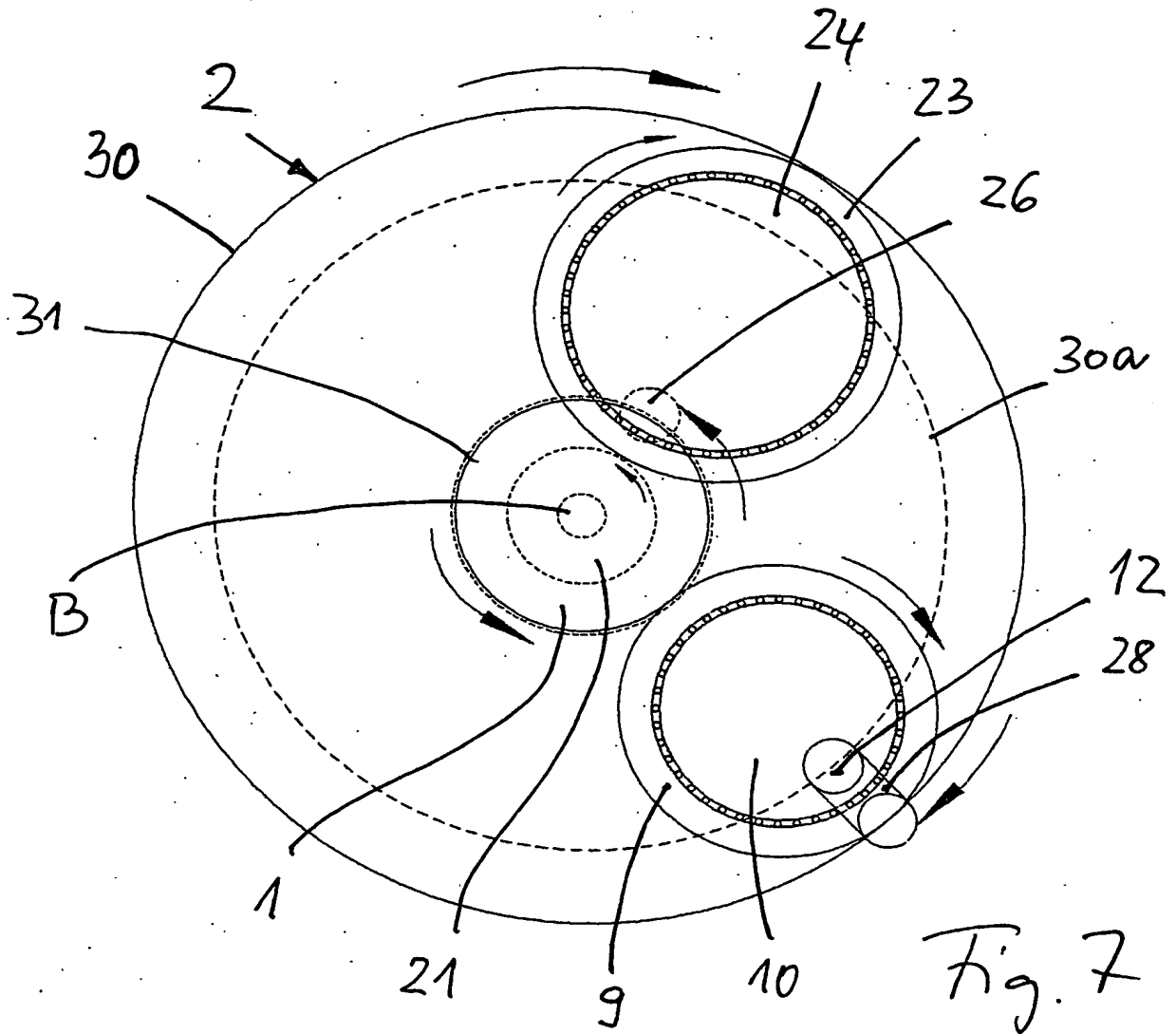
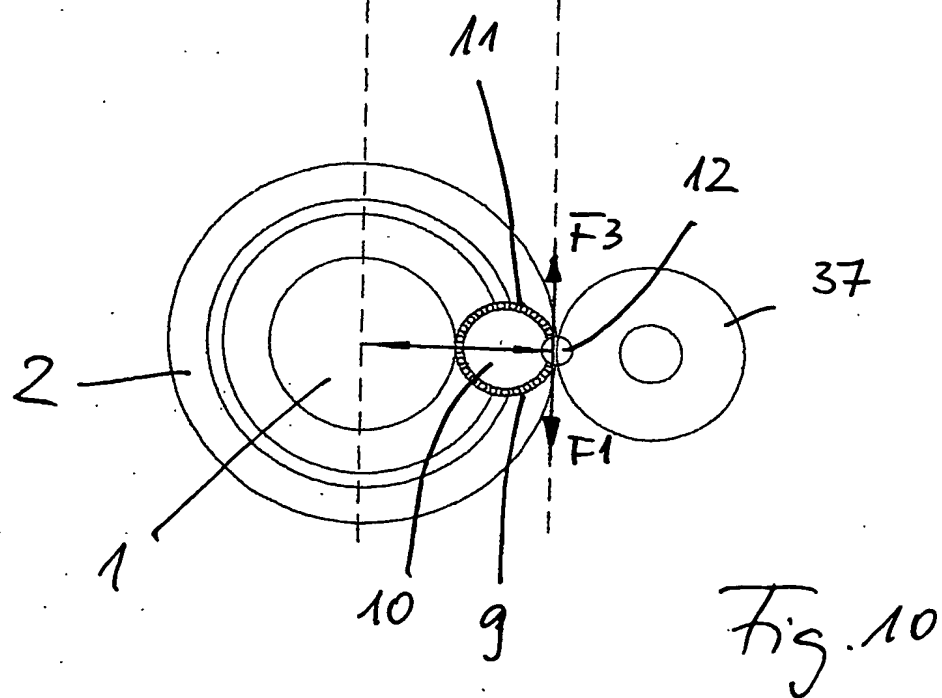
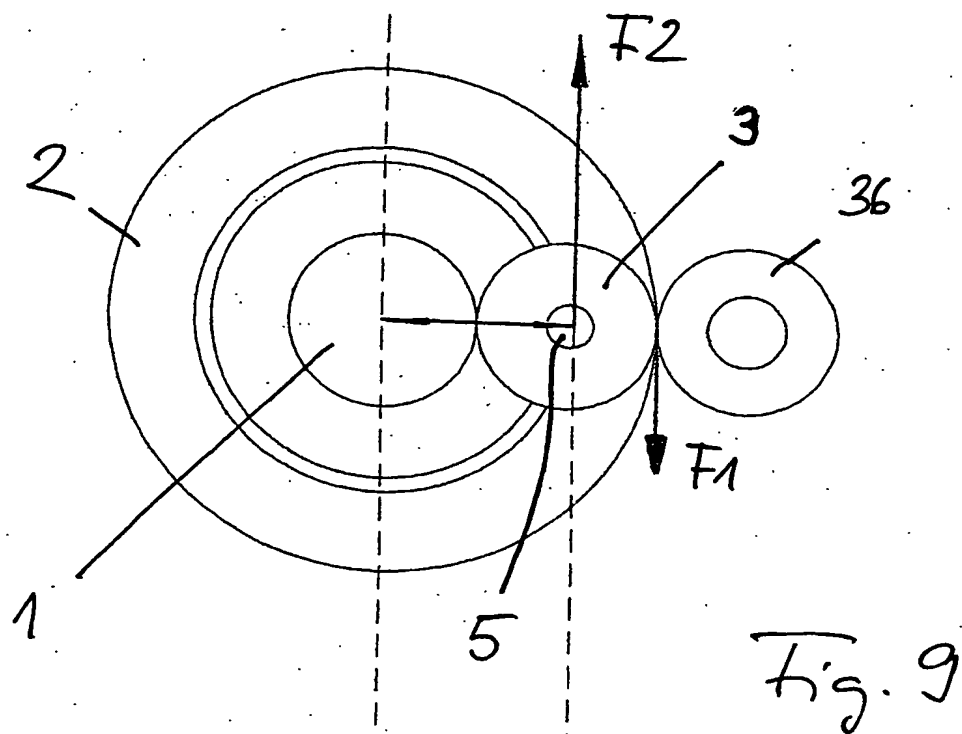


Fig. 5





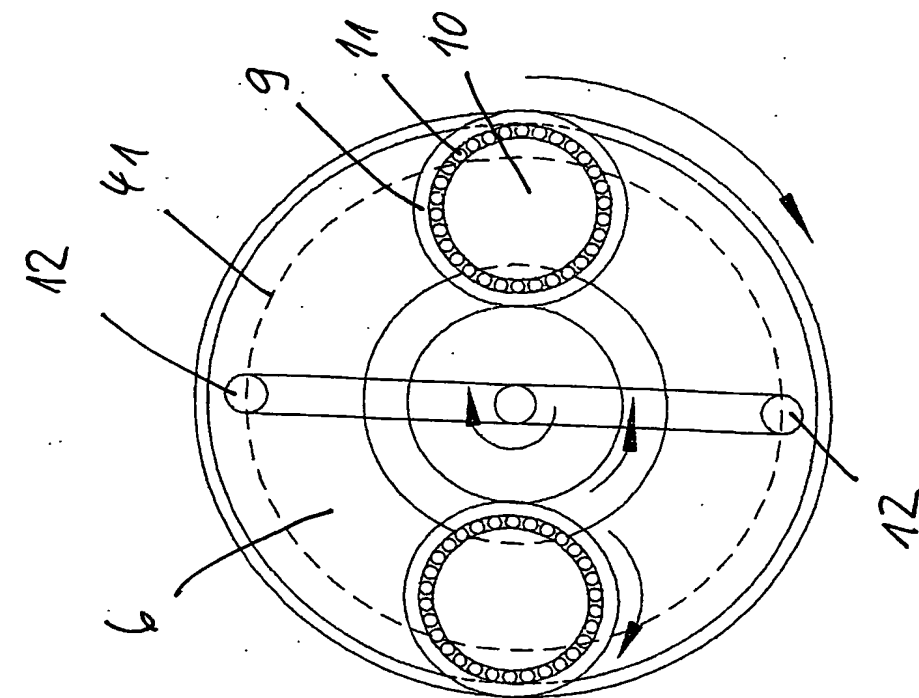


Fig. 11

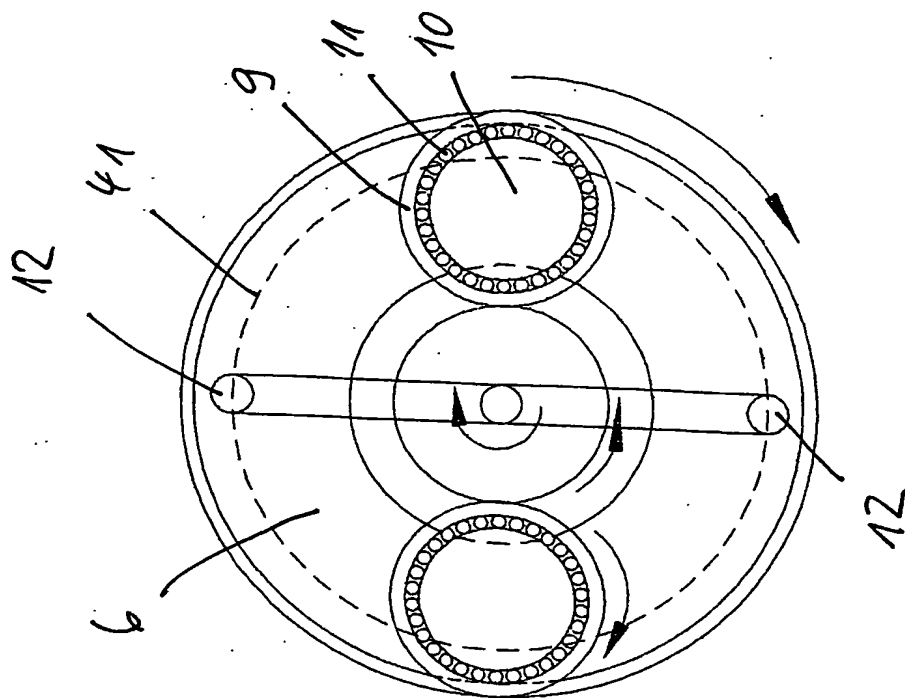
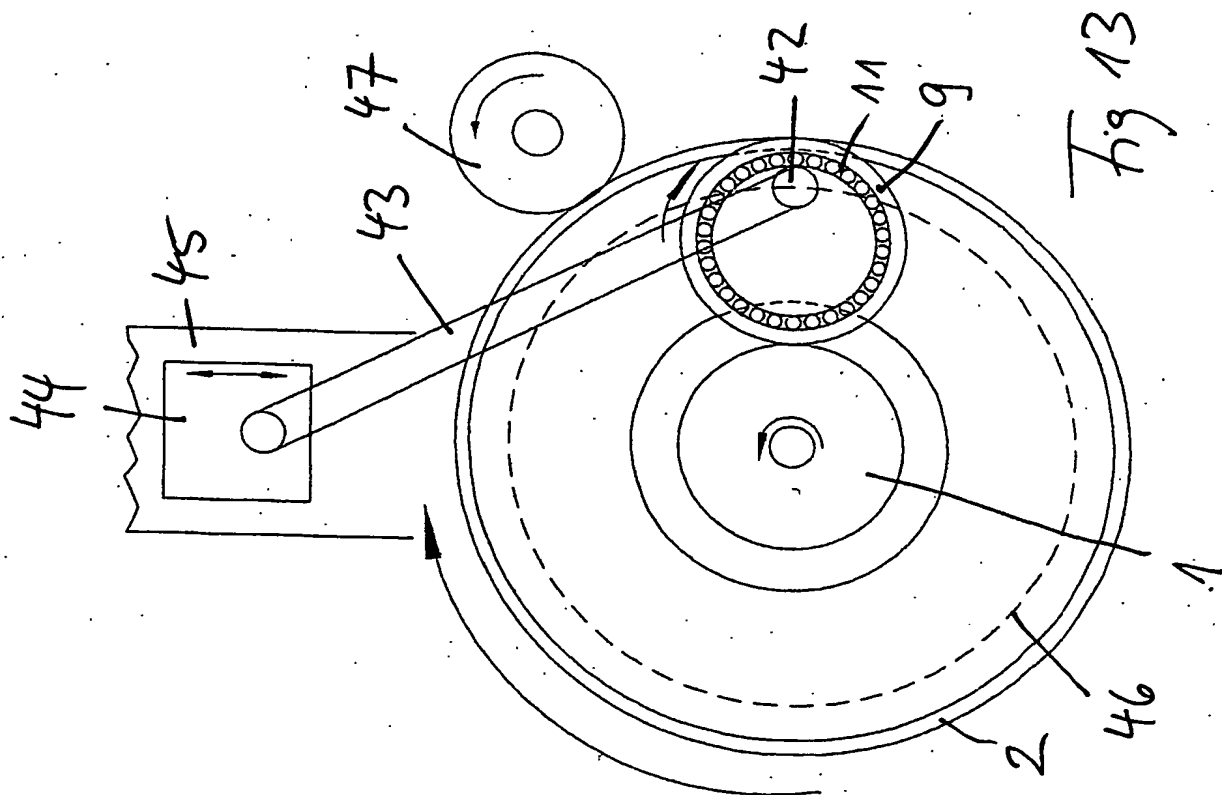
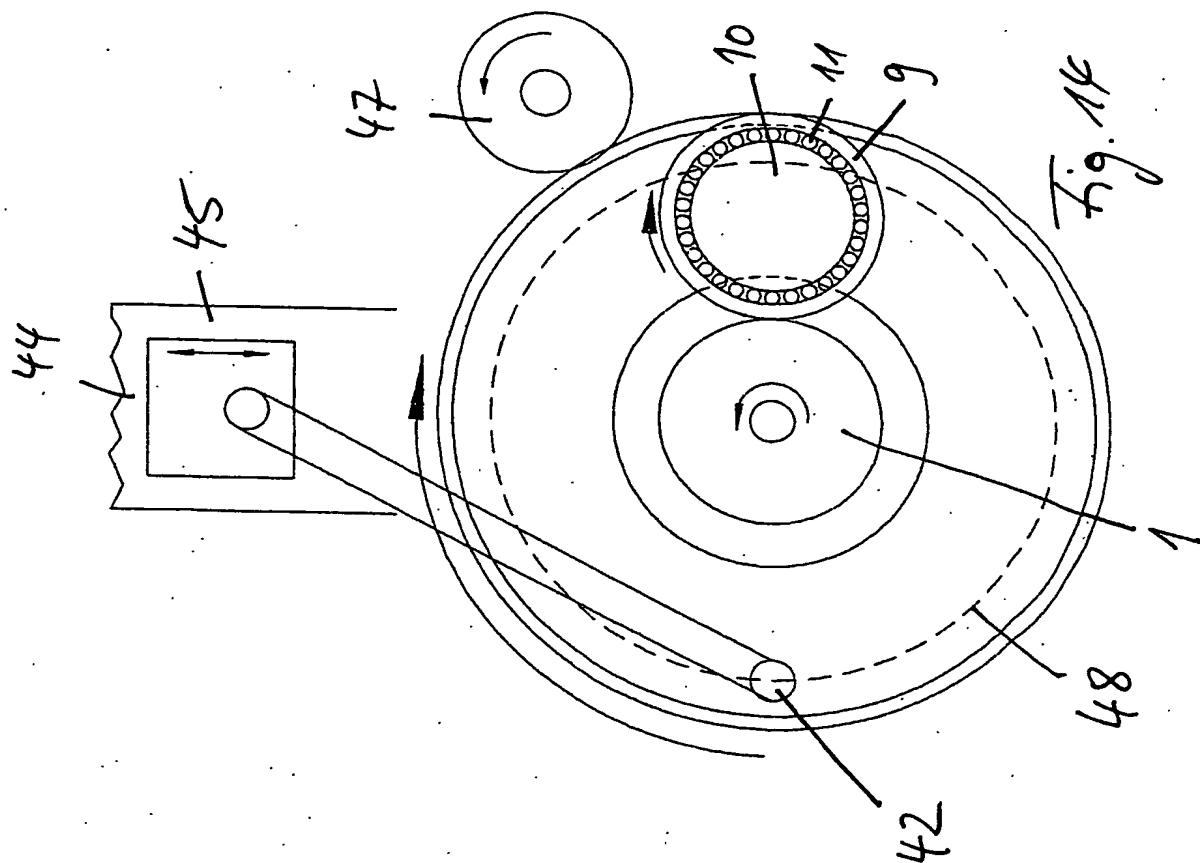


Fig. 12



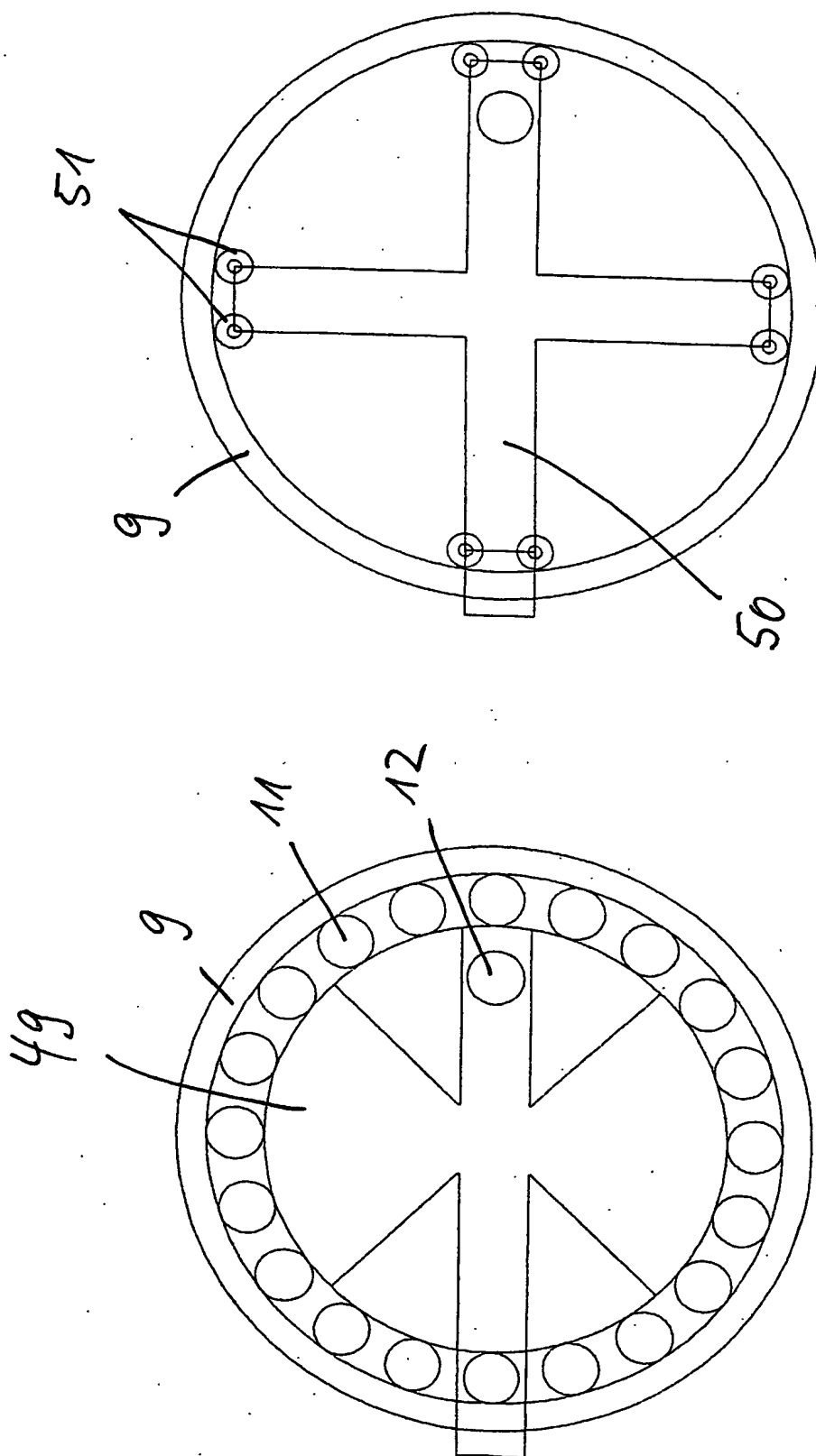


Fig. 15

Fig. 16

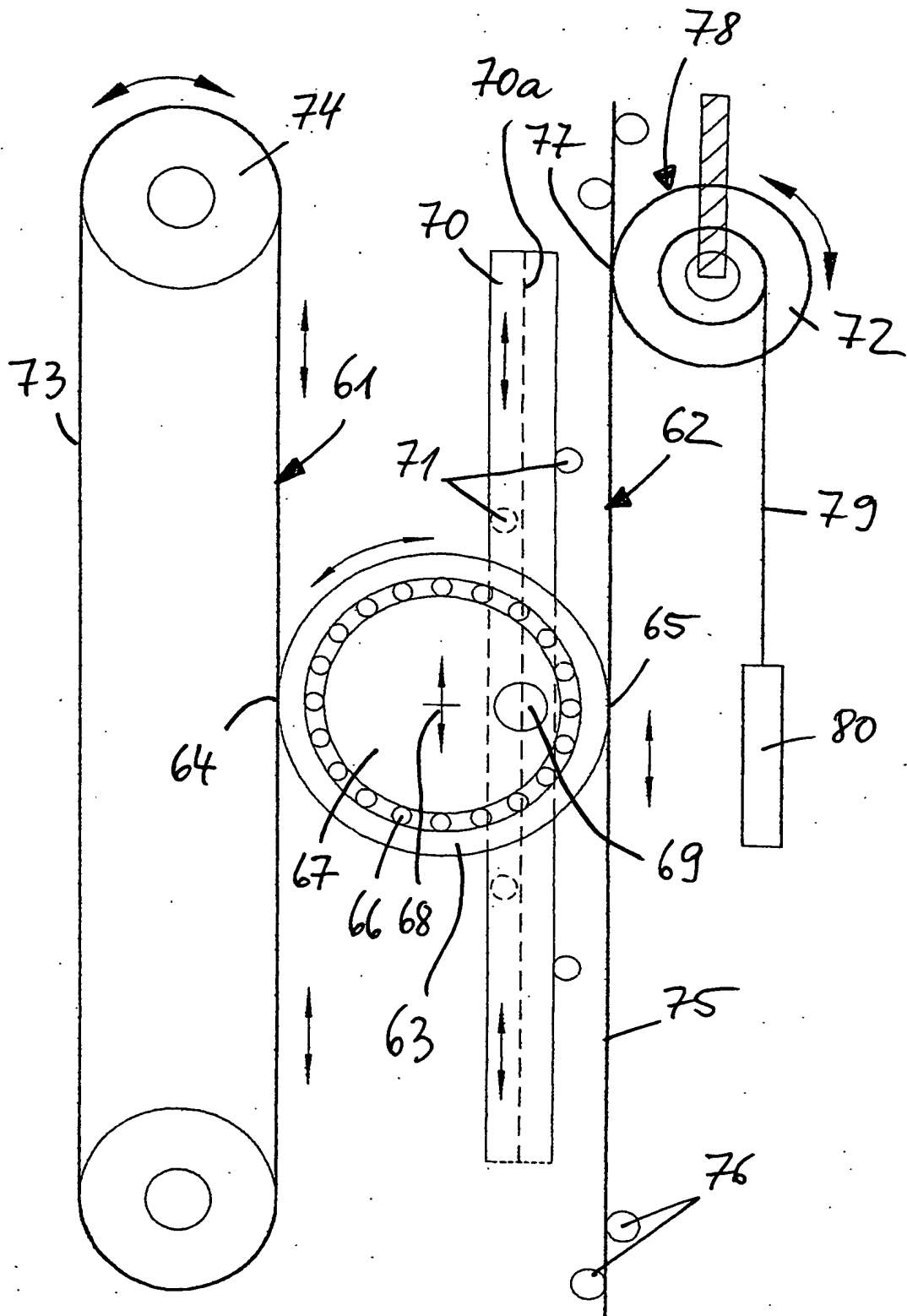


Fig. 17

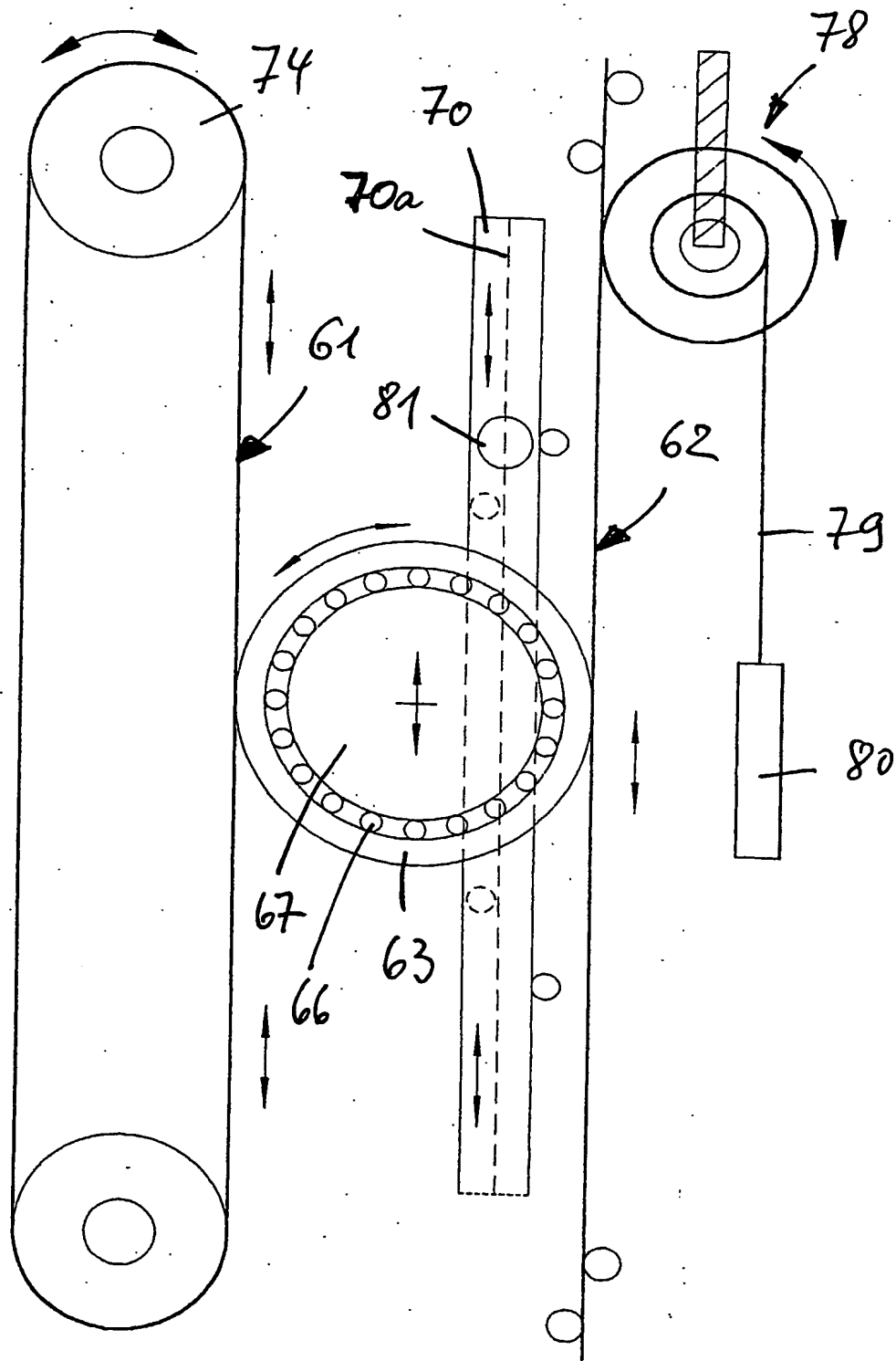


Fig. 18



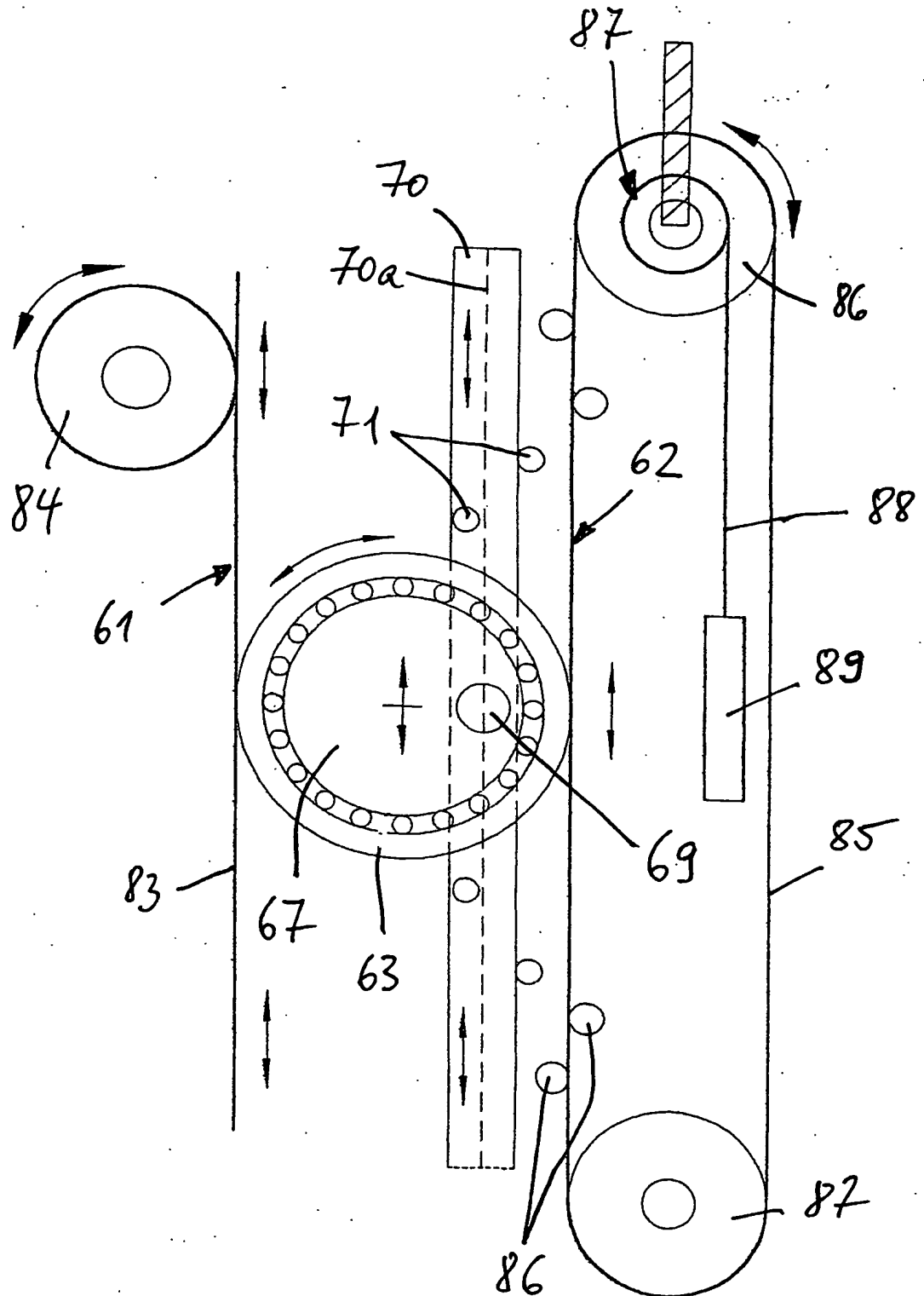


Fig. 19

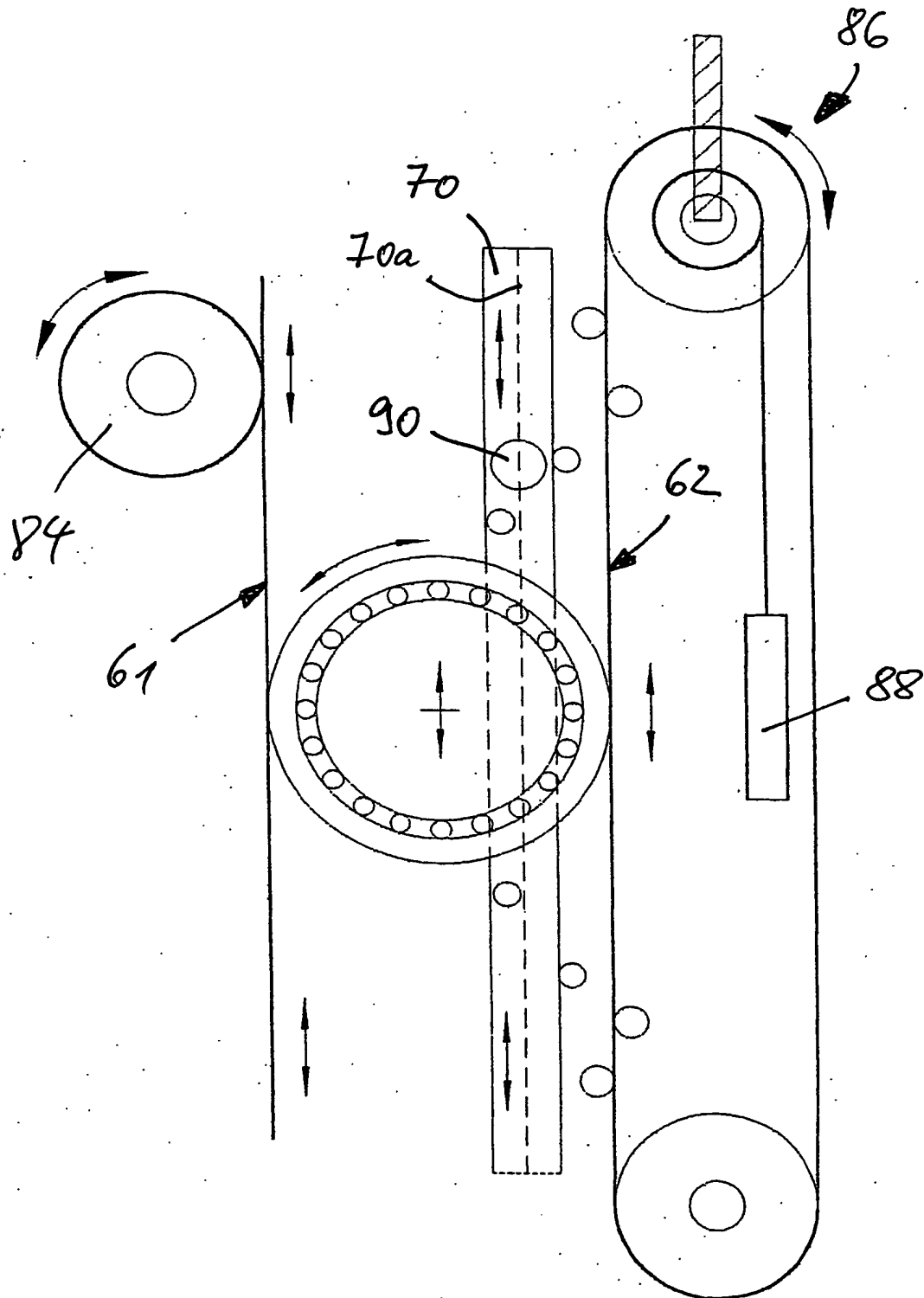


Fig. 20

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/DE2004/000643

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
IPC 7 F16H57/08 F16H1/28

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
IPC 7 F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 22 28 024 A (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN) 3 January 1974 (1974-01-03) figure 1	1, 2, 4-26
A	-----	3
A	EP 0 738 841 A (TUOIS K K) 23 October 1996 (1996-10-23) figures 2,5	1, 10, 11
A	-----	
A	US 2002/115524 A1 (YONEYAMA KOJI ET AL) 22 August 2002 (2002-08-22) figure 1	1
X	-----	
X	US 6 206 800 B1 (KAY STEVEN D) 27 March 2001 (2001-03-27) figure 5	1
	----- -/--	

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

### \* Special categories of cited documents :

- \*A\* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- \*E\* earlier document but published on or after the international filing date
- \*L\* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- \*O\* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- \*P\* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- \*T\* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- \*X\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- \*Y\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- \*&\* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

19 August 2004

Date of mailing of the international search report

26/08/2004

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

de Beurs, M

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/DE2004/000643

## C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 1 028 275 A (FIATAVIO SPA) 16 August 2000 (2000-08-16) figure 2 -----	1
X	US 5 391 125 A (TURRA SERGIO ET AL) 21 February 1995 (1995-02-21) figures 2-4 -----	1
X	WO 03/014566 A (HANSEN TRANSMISSIONS INTERNAT ; FLAMANG PETER (BE); DE WILDE MARCEL (B) 20 February 2003 (2003-02-20) figures 3-5 -----	1
P,X	WO 2004/013516 A (HANSEN TRANSMISSIONS INTERNAT ; FLAMANG PETER (BE)) 12 February 2004 (2004-02-12) figure 3 -----	1
P,X	US 2003/114267 A1 (LEWIS ALAIN ET AL) 19 June 2003 (2003-06-19) figures 2,4 -----	1,10
A	GB 1 549 837 A (BREMS J) 8 August 1979 (1979-08-08) figures 1,10 -----	3
A	US 3 730 014 A (BREMS J) 1 May 1973 (1973-05-01) figures 1,2 -----	3

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/DE2004/000643

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 2228024	A	03-01-1974	DE 2228024 A1	03-01-1974
EP 0738841	A	23-10-1996	JP 8291849 A EP 0738841 A2	05-11-1996 23-10-1996
US 2002115524	A1	22-08-2002	JP 2002243025 A DE 10203880 A1	28-08-2002 03-04-2003
US 6206800	B1	27-03-2001	NONE	
EP 1028275	A	16-08-2000	IT T0990109 A1 AT 244369 T CA 2298144 A1 DE 60003589 D1 DE 60003589 T2 EP 1028275 A2 JP 2000274515 A US 6409414 B1	14-08-2000 15-07-2003 12-08-2000 07-08-2003 01-07-2004 16-08-2000 03-10-2000 25-06-2002
US 5391125	A	21-02-1995	IT 1250861 B	21-04-1995
WO 03014566	A	20-02-2003	EP 1417412 A1 WO 03014566 A1	12-05-2004 20-02-2003
WO 2004013516	A	12-02-2004	WO 2004013516 A1 EP 1417412 A1	12-02-2004 12-05-2004
US 2003114267	A1	19-06-2003	WO 03052299 A1 WO 03052300 A1 CA 2466562 A1 US 2003162630 A1	26-06-2003 26-06-2003 26-06-2003 28-08-2003
GB 1549837	A	08-08-1979	US 4018090 A AU 1101176 A BR 7601941 A CA 1024780 A1 DE 2621565 A1 FR 2311235 A1 IT 1053634 B JP 51138266 A JP 58067151 U SE 7601467 A	19-04-1977 18-08-1977 10-05-1977 24-01-1978 02-12-1976 10-12-1976 10-10-1981 29-11-1976 07-05-1983 16-11-1976
US 3730014	A	01-05-1973	AU 466851 B2 AU 4947072 A CA 938467 A1 DE 2261012 A1 FR 2167071 A5 GB 1416555 A IT 976047 B JP 1106501 C JP 49012475 A JP 56038817 B SE 389721 B	13-11-1975 30-05-1974 18-12-1973 20-06-1973 17-08-1973 03-12-1975 20-08-1974 30-07-1982 02-02-1974 09-09-1981 15-11-1976

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2004/000643

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
IPK 7 F16H57/08 F16H1/28

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchiertes Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)  
IPK 7 F16H

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 22 28 024 A (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN) 3. Januar 1974 (1974-01-03) Abbildung 1	1, 2, 4-26
A	-----	3
A	EP 0 738 841 A (TUOIS K K) 23. Oktober 1996 (1996-10-23) Abbildungen 2, 5	1, 10, 11
A	-----	
A	US 2002/115524 A1 (YONEYAMA KOJI ET AL) 22. August 2002 (2002-08-22) Abbildung 1	1
X	-----	
	US 6 206 800 B1 (KAY STEVEN D) 27. März 2001 (2001-03-27) Abbildung 5	1
	-----	
	-/--	

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

\*A\* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

\*E\* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

\*L\* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

\*O\* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

\*P\* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\*T\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

\*X\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

\*Y\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

\*G\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

19. August 2004

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

26/08/2004

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde  
Europäisches Patentamt, P.B. 5618 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

de Beurs, M

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

INTERNATIONALES ANLAGEZEICHEN  
PCT/DE2004/000643

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 1 028 275 A (FIATAVIO SPA) 16. August 2000 (2000-08-16) Abbildung 2	1
X	----- US 5 391 125 A (TURRA SERGIO ET AL) 21. Februar 1995 (1995-02-21) Abbildungen 2-4	1
X	----- WO 03/014566 A (HANSEN TRANSMISSIONS INTERNAT ; FLAMANG PETER (BE); DE WILDE MARCEL (B) 20. Februar 2003 (2003-02-20) Abbildungen 3-5	1
P,X	----- WO 2004/013516 A (HANSEN TRANSMISSIONS INTERNAT ; FLAMANG PETER (BE)) 12. Februar 2004 (2004-02-12) Abbildung 3	1
P,X	----- US 2003/114267 A1 (LEWIS ALAIN ET AL) 19. Juni 2003 (2003-06-19) Abbildungen 2,4	1,10
A	----- GB 1 549 837 A (BREMS J) 8. August 1979 (1979-08-08) Abbildungen 1,10	3
A	----- US 3 730 014 A (BREMS J) 1. Mai 1973 (1973-05-01) Abbildungen 1,2	3
	-----	

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2004/000643

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
DE 2228024	A	03-01-1974	DE	2228024 A1	03-01-1974
EP 0738841	A	23-10-1996	JP	8291849 A	05-11-1996
			EP	0738841 A2	23-10-1996
US 2002115524	A1	22-08-2002	JP	2002243025 A	28-08-2002
			DE	10203880 A1	03-04-2003
US 6206800	B1	27-03-2001	KEINE		
EP 1028275	A	16-08-2000	IT	T0990109 A1	14-08-2000
			AT	244369 T	15-07-2003
			CA	2298144 A1	12-08-2000
			DE	60003589 D1	07-08-2003
			DE	60003589 T2	01-07-2004
			EP	1028275 A2	16-08-2000
			JP	2000274515 A	03-10-2000
			US	6409414 B1	25-06-2002
US 5391125	A	21-02-1995	IT	1250861 B	21-04-1995
WO 03014566	A	20-02-2003	EP	1417412 A1	12-05-2004
			WO	03014566 A1	20-02-2003
WO 2004013516	A	12-02-2004	WO	2004013516 A1	12-02-2004
			EP	1417412 A1	12-05-2004
US 2003114267	A1	19-06-2003	WO	03052299 A1	26-06-2003
			WO	03052300 A1	26-06-2003
			CA	2466562 A1	26-06-2003
			US	2003162630 A1	28-08-2003
GB 1549837	A	08-08-1979	US	4018090 A	19-04-1977
			AU	1101176 A	18-08-1977
			BR	7601941 A	10-05-1977
			CA	1024780 A1	24-01-1978
			DE	2621565 A1	02-12-1976
			FR	2311235 A1	10-12-1976
			IT	1053634 B	10-10-1981
			JP	51138266 A	29-11-1976
			JP	58067151 U	07-05-1983
			SE	7601467 A	16-11-1976
US 3730014	A	01-05-1973	AU	466851 B2	13-11-1975
			AU	4947072 A	30-05-1974
			CA	938467 A1	18-12-1973
			DE	2261012 A1	20-06-1973
			FR	2167071 A5	17-08-1973
			GB	1416555 A	03-12-1975
			IT	976047 B	20-08-1974
			JP	1106501 C	30-07-1982
			JP	49012475 A	02-02-1974
			JP	56038817 B	09-09-1981
			SE	389721 B	15-11-1976